

Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky



**3D numerický výpočet proudění v modelu axiálního výstupního
hrdla turbíny ŠKODA a porovnání s 3D výpočty stejného typu
hrdla na díle**

3D numerical calculation model of axial flow turbine outlet branch
ŠKODA and comparison with 3D calculations of the same type on
the part of the throat

Student:	Bc. Lukáš Mrózek
Vedoucí práce:	doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.
Konzultant:	Ing. Michal Hoznedl, Ph.D.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Mrózek**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: 3D numerický výpočet proudění v modelu axiálního výstupního hrdla turbíny ŠKODA a porovnání s 3D výpočty stejného typu hrdla na díle
3D Numerical Calculation Model of Axial Flow Turbine Outlet Branch
ŠKODA and Comparison with 3D Calculations of the Same Type on the
Part of the Throat

Zásady pro vypracování:

V rámci vypracování zadané diplomové práce postupujte podle následujících kroků:

Vypracujte 3D numerický výpočet typového axiálního výstupního difuzoru s proudovými a geometrickými parametry vhodnými pro provoz na experimentálním zařízení v laboratoři Škoda. Optimalizujte vnitřní a vnější úhel stěn axiálního difuzoru za účelem nalezení minima energetických ztrát. Ve své práci zvyšujte vstupní Machovo číslo proudu páry do difuzoru až do hodnot na úrovni reálného stroje. Na základě provedených numerických simulací doporučte vhodnou kombinaci úhlů rozevření difuzoru a proveďte korekce stávajícího modelu ztrát (vliv Ma čísla) v difuzorech.

Seznam doporučené odborné literatury:

Dacca F., Canelli C., Cecchi S.: Numerical Investigation of the 3D Flow Field in a Steam Turbine Axial Exhaust Diffuser: Comparison with Experimental Data and Performance Evaluation. In: ASME TurboExpo 2013, San Antonio, USA, 2013.

Tajc L., Bednar L., Sikova I., Feldberg L.A., Goudkov E.I.: The Experimental Investigation of the Influence of the Flow Swirl and the Tip Clearance Jet on Aerodynamic Characteristics of Exhaust Hoods. In: 7th Conference on Turbomachinery, Athens, Greece, 2007.


Syka T., Linhart J.: Výpočet ztrátového součinitele v axiálním difuzoru parní turbíny, Výzkumná zpráva ZČU, KKE-08-11, 2011.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu. Přílohy C, D a E nebyly vypracovány, ale poskytnuty společností Doosan Škoda Power.

V Ostravě 19.5 2014

.....
podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 19.5 2014

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Lukáš Mrózek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bystřice 85, Frýdek-Místek, 739 95

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MRÓZEK, Lukáš. *3D numerický výpočet proudění v modelu axiálního výstupního hrdla turbíny ŠKODA a porovnání s 3D výpočty stejného typu hrdla na díle: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2014, 48s. Vedoucí práce: Kolarčík, K.

Diplomová práce se zabývá 3D výpočtem typového axiálního výstupního difuzoru s proudovými a geometrickými parametry vhodnými pro provoz na experimentálním zařízení v laboratoři Škoda. Cílem práce je optimalizace vnitřního a vnějšího úhlu stěn axiálního difuzoru za účelem nalezení minima energetických ztrát. Dále pak zvyšování vstupního Machova čísla do difuzoru až do hodnot na úrovni reálného stroje. Nakonec jsou provedena doporučení vhodné kombinace úhlů rozevření difuzoru a provedení korekce stávajícího modelu ztrát v difuzorech. Pro tvorbu modelu byl použit program Autodesk Inventor 2011 a numerický výpočet byl proveden v programu ANSYS 13.0 Fluent.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

MRÓZEK, Lukáš. *3D numerical calculation model of axial flow turbine outlet branch ŠKODA and comparison with 3D calculations of the same type on the part of the throat : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2014, 48p. Thesis head: Kolarčík, K.

The thesis deals with a 3D calculation of an original axial outlet diffuser with torrential and geometric parameters suitable for running an experimental device in the Škoda laboratory. The aim of this thesis is to optimize the inner and the outer angle of axiao diffuser's walls in order to reach minimal energetic loss and then to increase inlet Mach number into the diffuser up to the values equal with those of a real machine. Eventually, the recommendations of a suitable combination of the width of the angles and the correction of the current model of diffusers' loss are provided. Autodesk Inventor 2011 was used to create the model and the numerical calculation was executed in ANSYS 13.0 Fluent.

Obsah

Přehled použitých značek a symbolů	7
0. Úvod	8
1. Doosan Škoda Power	10
1.1 Historie podniku Škoda	10
1.2 Zkušební vzduchový tunel v laboratoři DŠPW	11
2. Princip funkce difuzoru	13
2.1 Hugoniotův teorém	13
3. Mezní vrstva	15
3.1 Reynoldsovo číslo	16
3.2 Tloušťka a rychlostní profily mezní vrstvy	16
3.3 Održení mezní vrstvy	17
4. Popis práce	19
4.1 Geometrie difuzoru	19
4.2 Sítování modelu	22
5. Nastavení Fluentu a okrajové podmínky	24
5.1 Vlastnosti proudícího media	26
5.2 Tlakový vstup	27
5.3 Přídavné vefukování	28
5.4 Tlakový výstup	28
6. Výsledky a hodnocení	29
6.1 Určení ztrátového součinitele	29
6.2 Ztrátový součinitel v závislosti na Machově čísle	31
6.3 Kontury tlaků a rychlostního pole – varianta 2 (při Ma 0,075)	34
6.4 Kontury tlaků a proudového pole – varianta 2 (při Ma 0,654)	38
7. Závěr	41
8. Seznam použité literatury	43
9. Seznam obrázků	44
10. Seznam tabulek	46
11. Seznam grafů	47
12. Seznam příloh	48

Přehled použitých značek a symbolů

Název	značka	jednotka
axiální rychlost na vstupu do difuzoru	w_{in_ax}	m.s^{-1}
celkový tlak na vstupu do difuzoru	p_{in_total}	Pa
hmotnostní průtok	\dot{m}	kg.s^{-1}
hustota	ρ	kg.m^{-3}
kinematická viskozita	ν	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
Machovo číslo	Ma	–
plynová konstanta	r	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Poissonova konstanta	κ	–
poloměr	r	mm
polovina vnějšího úhlu	β'	°
polovina vnitřního úhlu	α'	°
průměrný průřez difuzoru	S	m
Reynoldsovo číslo	Re	–
rozdíl úhlů	Δ	°
rychlost šíření vzduchu	a	m.s^{-1}
rychlost volného proudu	V_∞	m.s^{-1}
statický tlak na vstupu do difuzoru	p_{in_stat}	Pa
statický tlak na výstupu z difuzoru	p_{out_stat}	Pa
vnější úhel	β	°
vnitřní úhel	α	°
vzdálenost od náběžné hrany	x	m
výška	y	m
ztrátový součinitel	ζ	-

0. Úvod

Diplomová práce bude zpracována ve spolupráci se společností Doosan Škoda Power dále jen DŠPW. Práce se bude zabývat 3D numerickým výpočtem proudění v modelu axiálního výstupního hrdla turbíny ŠKODA s následným porovnáním s 3D výpočty stejného typu hrdla na díle.

V první části diplomové bude proveden 3D numerický výpočet pro 8 variant axiálního výstupního difuzoru s proudovými a geometrickými parametry vhodnými pro provoz na experimentálním zařízení (vzduchovém tunelu viz podkapitola 1.2) v laboratoři Škoda, následně pak na základě naměřených výsledků a vypočteného ztrátového součinitele bude provedena optimalizace vnitřního a vnějšího úhlu stěn axiálního difuzoru pro vzduchový tunel. Druhá část diplomové práce spočívá v tom, že pro vybrané geometrické varianty difuzoru se bude postupně na vstupu zvyšovat rychlost až za hranici hodnoty 0,6 Machova čísla a bude sledován vliv ztrátového součinitele právě na zvyšujícím se Machově čísle.

Axiální výstupní hrdlo (difuzor) se používá zejména v případech, kdy se kondenzátor chladí vzduchem. Mezi jeho další výhody patří menší potřebná výška strojovny k jeho usazení. Difuzor je důležitým konstrukčním prvkem parní turbíny. Je to plynule se rozšiřující kanál ve směru toku páry, nacházející se mezi posledním stupněm oběžných lopatek turbíny a kondenzátorem. Obecně lze definovat funkci difuzoru tak, že přivedená kinetická energie na vstupu se přemění na tlakovou energii na výstupu, za předpokladu, že je difuzor navržen správně. Správnost funkce difuzoru je definována ztrátovým součinitelem ζ . Pohybuje-li se hodnota ztrátového součinitele v rozmezí 0 až 1, je difuzor navržen správně a tlak v difuzoru stoupá. Je-li hodnota ζ větší než 1, nastane nežádoucí jev v podobě poklesu tlaku na výstupu. U ideálního difuzoru by se hodnota ζ rovnala 0, viz kapitola 2.

Na velikosti tlakové ztráty má nemalý vliv možné odtržení proudu (mezní vrstvy) od stěny difuzoru, viz kapitola 3. Tento nežádoucí jev se snažíme eliminovat pomocí vefukovací štěrby, kterou vefukujeme část páry, která má za úkol usměrnit tok hlavního proudu media tak, aby nedocházelo k zavírání proudu a odtržení mezní vrstvy a s tím spojenému snížení účinnosti výstupního hrdla.

Z výstupních hrdel parních turbín proudí dále do kondenzátoru převážně mokrá pára. Zadání diplomové práce, je sestaveno pro numerický výpočet výstupního hrdla pro

vzduchový tunel v laboratoři, tudíž proudícím médiem v difuzoru bude uvažován vzduch a ne mokrá pára, viz podkapitola 5.1.

1. Doosan Škoda Power

V této kapitole bude krátce představena společnost DŠPW, řadící se mezi největší výrobce parních turbín v České republice a ve střední Evropě. Je to česká firma s velmi bohatou historií, spadající od roku 2009 pod jihokorejskou společnost Doosan Group, jež má ambice stát se v budoucnu dominantním výrobcem parních turbín na světovém trhu. [9], [10]

1.1 Historie podniku Škoda

Historie firmy sahá až do roku 1859, kdy hrabě Valdštejn založil v Plzni první strojírenskou dílnu. V roce 1869 dílnu koupil její hlavní inženýr Emil Škoda, který nejen že byl skvělý strojní odborník, ale také schopný podnikatel, který dokázal v osmdesátých letech 19. století vybudovat z dílny moderní továrnu (tzv. Škodovy závody).

Na konci 19. století se firma změnila v akciovou společnost a byla největším průmyslovým podnikem tehdejšího Rakouska-Uherska. V roce 1904 Škoda vyrobila svou první parní turbínu o výkonu 420 kW. V roce 1918 po vzniku Československé republiky byl podnik přetransformován, z především zbrojního na mnoho oborový koncern zavedením výroby parních, později elektrických lokomotiv, automobilů, lodí a letadel. „Škodovka“ v té době zaměstnávala přes 35 000 lidí. V roce 1932 byly vyrobeny dvě parní turbíny o výkonu 23 MW s přihříváním páry.



Obr. 1.1.1 Emil Škoda [8]

V období 2. světové války byly závody součástí říšskoněmecké vojenské výroby, během leteckého bombardování spojeneckých vojsk v dubnu 1945 došlo ke zničení téměř 70% továrny.

Po ukončení 2. světové války byl podnik zestátněn a jednotlivé části výroby rozděleny. Jednou z nich je např. automobilka v Mladé Boleslavi (dnes Škoda Auto) apod. Podnik se zaměřoval především na strojírenskou a dopravní výrobu. Od roku 1953 až do roku 1963 se podnik jmenoval Závody V. I. Lenina. V roce 1959 byla vyrobena parní turbína

o výkonu 110 MW a v následujících letech docházelo k velmi výrazným pokrokům ve vývoji a výrobě parních turbín, až byla v roce 1992 vyrobena parní turbína pro jaderné elektrárny o výkonu 1000 MW.

O rok později po vzniku samostatné České republiky proběhla ve firmě privatizace a vytvořily se dceřiné společnosti v rámci Škoda a.s. Jednou z nich byla i společnost Škoda Turbíny. V roce 1995 přišla firma s novým konceptem vysokotlakového dílu kondenzační parní turbíny s přihříváním páry. Po sloučení dceřiných společností v roce 1998 nesla firma název Škoda Energo. Ta dodávala turbíny a strojovny do 57 zemí světa ve více jak 900 realizovaných projektech.

V roce 2004 byl opět změněn název společnosti na Škoda Power s. r. o. O tři roky později se vyrobila parní turbína s nadkritickými parametry pro elektrárnu Ledvice s výkonem 660 MW.

V roce 2009 prodala Škoda Holding svou divizi turbín Škoda Power jihokorejské společnosti Doosan Heavy Industries and Construction. Následně byla ukončena rekonstrukce budovy a pokusných zařízení Experimentální laboratoře Škoda Power. Poté v roce 2012 byla společnost přejmenovaná na Doosan Škoda Power s.r.o., tento název nese společnost dodnes. [8] [9], [10]



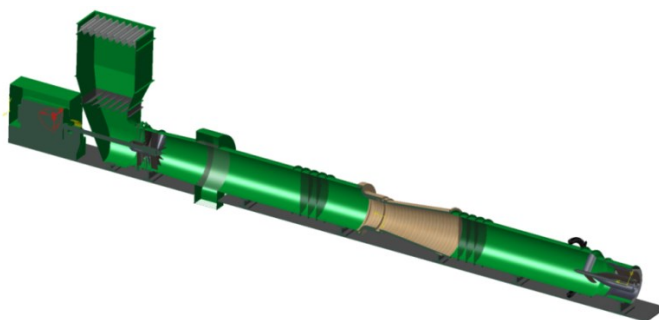
Obr. 1.1.2 Logo společnosti DŠPW [12]

1.2 Zkušební vzduchový tunel v laboratoři DŠPW

Výzkum a vývoj ve společnosti DŠPW je zaměřen především na zvyšování účinnosti parních cyklů, snižování produkce emisí a skleníkových plynů.

Teoretické poznatky jsou ověřovány ve výzkumné laboratoři, která je vybavená nejen zkušební parní turbínou a vzduchovým tunelem, ale i dalšími testovacími stendy. [9]

Úkolem diplomové práce je pomocí numerických výpočtů najít optimální kombinaci úhlu stěn axiálního difuzoru za účelem vzniku minimálních energetických ztrát. Na základě těchto výpočtů se vyrobí prototyp výstupního hrdla, který bude podroben dalším testům a měřením už na vzduchovém tunelu.



Obr. 1.2.1 Řez vzduchovým zkušebním tunelem v laboratoři DŠPW [7]

Na Obr. 1.2.2 je vidět výstup z experimentálního vzduchového tunelu, na kterém se v současné době provádí měření na výstupním hrdle s axiálně radiálním výstupem.



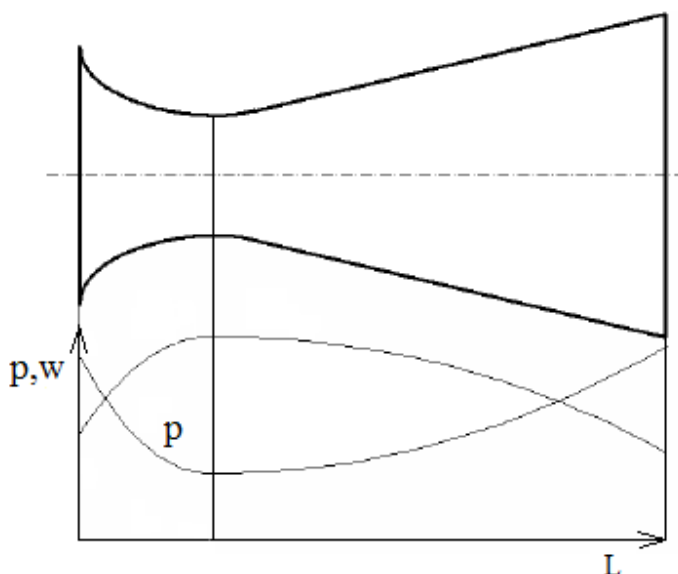
Obr. 1.2.2 Experimentální vzduchový tunel v laboratoři DŠPW

2. Princip funkce difuzoru

Jak již bylo v úvodu zmíněno, difuzor je důležitou součástí parní turbíny. Aby plnil svou funkci správně, musí v něm dojít k transformaci kinetické energie na tlakovou energii. Na výstupu z difuzoru se zvýší hodnota statického tlaku a zároveň poklesne rychlost proudu. To vše nastane za předpokladu podzvukové rychlosti proudění.

Rychlost proudu páry z výstupního hrdla parní turbíny se obvykle pohybuje mezi hodnotou 0,4 – 0,5 Ma čísla.

Na Obr. 2.1 je ukázka průběhů tlaků a rychlostí podél délky obecného difuzoru při podzvukové rychlosti.



Obr. 2.1 Průběh rychlostí a tlaků podél difuzoru [3]

2.1 Hugoniotův teorém

Hugoniotův teorém je rovnice proudění pro stlačitelné látky. Definiuje vztah mezi průtočným průřezem difuzoru a Machovým číslem (vztah 2.1 po odvození). [11]

$$\frac{dS}{S} + \frac{dw}{w}(1 - Ma^2) = 0 \quad (2.1.1)$$

Machovo číslo je bezrozměrná veličina, určuje se podle vzorce 2.1.2, kde a je rychlost šíření zvuku v daném proudu a w je rychlost proudu.

$$Ma = \frac{w}{a} \quad [-] \quad (2.1.2)$$

Vycházíme-li z předpokladu, že chceme, aby se v difuzoru rychlost snižovala, musí být ve vztahu 2.1.1 $dw < 0$. Tím mohou v difuzoru nastat 3 různé varianty chování proudění.

Za první, je-li rychlost proudícího media na začátku nadzvuková $Ma > 1$, pak je rovnice $(1 - Ma^2) < 0$. Pro zachování platnosti vztahu, musí být $dS > 0$. Z toho vyplývá, že se difuzor musí zužovat ve směru proudu, aby došlo ke zpomalení rychlosti proudícího media.

Za druhé, je-li rychlost proudícího media na začátku podzvuková $Ma < 1$, pak je rovnice $(1 - Ma^2) > 0$. Pro zachování platnosti vztahu, musí být $dS < 0$. Z toho vyplývá, že se difuzor musí rozšiřovat ve směru proudu, aby došlo ke zpomalení rychlosti proudícího media. Podzvukové proudění se chová obráceně než nadzvukové proudění a naopak.

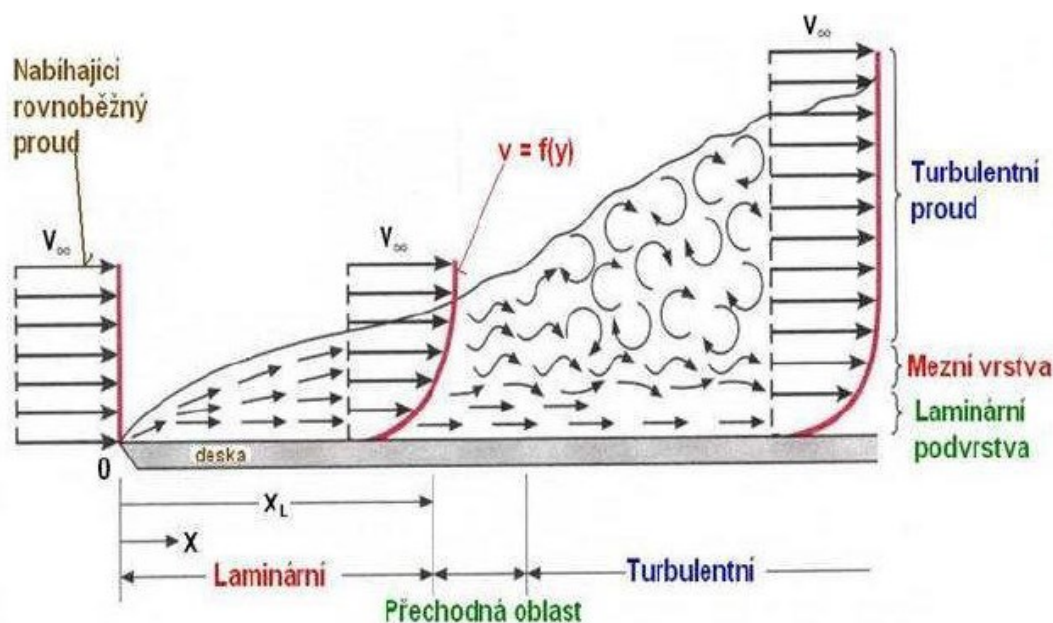
Za třetí, je-li rychlost proudícího media rovna rychlosti zvuku $Ma = 1$, pak je rovnice $(1 - Ma^2) = 0$. Pro zachování platnosti vztahu, musí být $dS = 0$. Tuto rychlost označujeme jako kritickou a nachází se v místě nejužšího průřezu difuzoru. [3], [11]

3. Mezní vrstva

Mezní vrstvu můžeme definovat jako oblast blízko stěny, na kterou má výrazný vliv viskozita proudícího media. V oblasti stěny existuje rychlostní gradient, tudíž musí platit nerovnost podle vztahu 3. 1.

$$\frac{\partial V}{\partial y} \neq 0 \quad (3.1)$$

Průběh tvorby mezní vrstvy je znázorněn na Obr. 3.1 a Obr. 3.2.2. Představme si desku, která je obtékána proudícím mediem. Na počátku desky má rychlostní profil tvar obdélníku. V důsledku pohybu proudu po desce (osa x), ztrácí postupně část rychlostního profilu směrem k desce (osa y) svou kinetickou energii, která se třením mění na teplo a zpomaluje tak proud v této oblasti až ke stěně, kde je její rychlost nulová. Jelikož částice proudu neustále vstupují do mezní vrstvy, dochází tak k jejímu nárůstu.



Obr. 3.1 Mezní vrstva [4]

Má-li na začátku náběžné hrany desky rychlostní profil charakter laminárního proudění, dojde ke vzniku laminární mezní vrstvy. Při dosažení hodnoty proudu $Re = 10^5$ (v určité vzdálenosti od náběžné hrany), se změní charakter proudění z laminárního na

turbulentní a vznikne turbulentní mezní vrstva s laminární podvrstvou, která se vytvoří těsně u stěny Obr 3.1. Mezi touto změnou se vytvoří tzv. přechodová oblast. Je-li charakter proudu na náběžné hraně desky od začátku turbulentní, nedochází ke vzniku laminární mezní vrstvy. [4], [5]

3.1 Reynoldsovo číslo

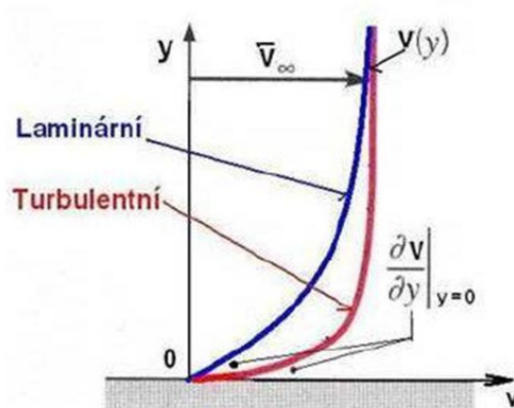
Reynoldsovo číslo lze považovat za nejvýznamnější podobnostní kritérium. Určuje hranici mezi laminárním a turbulentním prouděním a je definováno vztahem 3.1, kde V_∞ je rychlost volného proudu, vzdálenost od náběžné hrany je x a kinematickou viskozitu představuje označení ν .

$$Re = \frac{V_\infty \cdot x}{\nu} \quad [-] \quad (3.1)$$

Hodnota kritického Reynoldsova čísla je $Re_{kr} = 2200$ a udává, že do této hodnoty probíhá pouze proudění laminární, je-li $Re > 10^5$, nastává pouze turbulentní proudění. Pohybuje-li se hodnota Re čísla v rozmezí podle nerovnosti $Re_{kr} < Re < 10^5$, může nastat proudění laminární, přechodové nebo turbulentní.

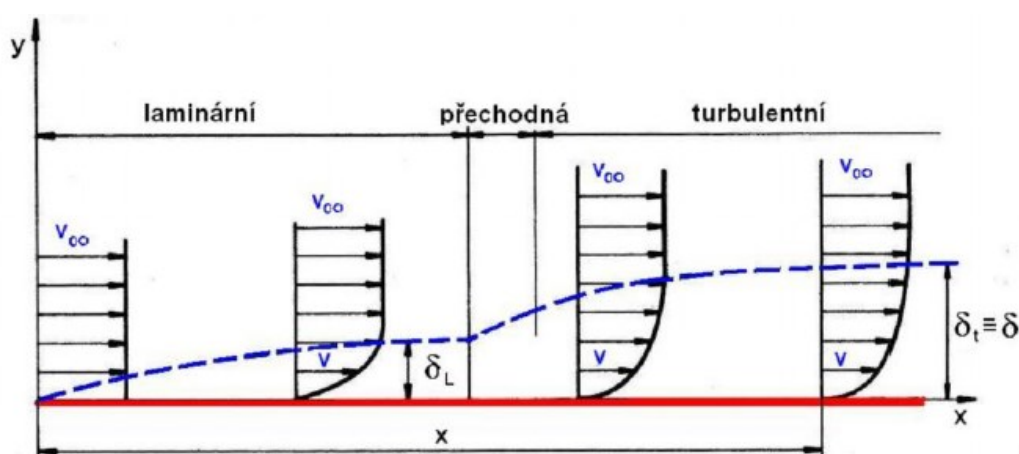
3.2 Tloušťka a rychlostní profily mezní vrstvy

Rychlostní profil turbulentní mezní vrstvy je jiný než u laminární. Jak je vidět na Obr. 3.2.1, turbulentní rychlostní profil má plnější tvar, což je způsobeno větším gradientem rychlosti a turbulencí vzniklou v blízkosti stěny.



Obr. 3.2.1 Laminární a turbulentní rychlostní profil [4]

Tloušťka mezní vrstvy δ naznačená na Obr. 3.2.2 je závislá na hodnotě Reynoldsova čísla. Její velikost je velmi malá v porovnání s velikostí obtékaného tělesa. Pohybuje se v řádech setin až tisícín charakteristické délky tělesa. [4]



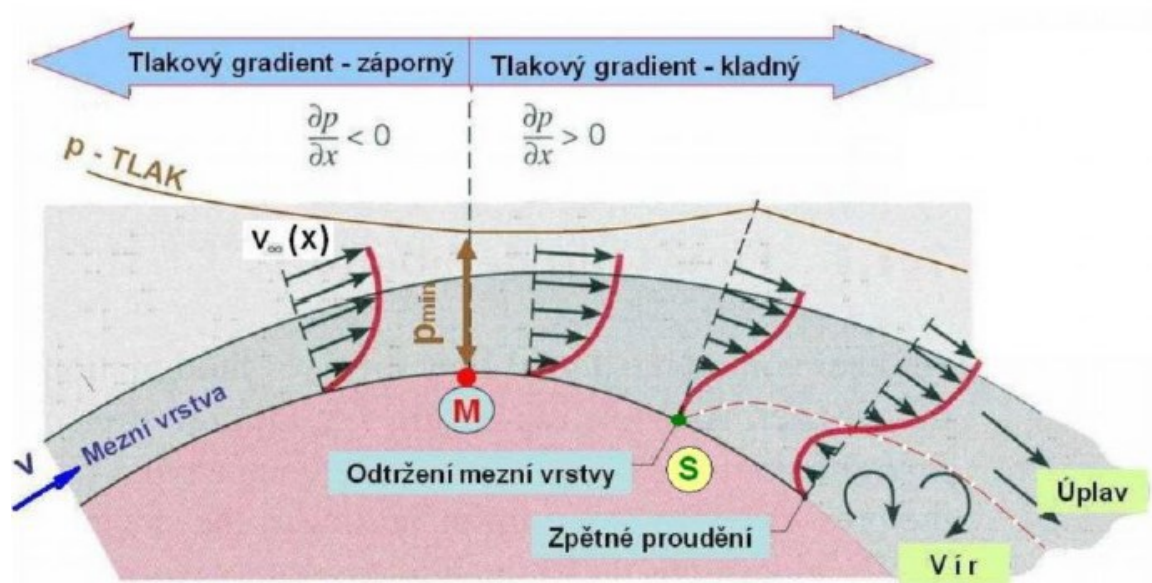
Obr. 3.2.2 Tloušťka mezní vrstvy [4]

3.3 Odtržení mezní vrstvy

Odtržení mezní vrstvy je nežádoucí jev, který způsobuje snížení účinnosti výstupního hrdla. Závisí na tlakovém gradientu ve směru proudění. Důležité je také, je-li mezní vrstva laminární či turbulentní. Odtržení je popsáno na zakřiveném povrchu Obr. 3.3.1. Podle obrázku se tlak proudu ze začátku snižuje a rychlost v mezní vrstvě narůstá až do bodu M.

Po překonání bodu M začne tlakový gradient narůstat a rychlost v mezní vrstvě klesat. Částice proudu začnou být zpomalovány vnitřním třením, až se částice v bodě S zastaví a mezní vrstva se utrhne. Rychlostní profil změní svůj tvar a směr. Vlivem odtržení dochází u stěny k opačnému proudění.

Turbulentní mezní vrstva se odtrhne později než laminární, a to z důvodu intenzivnějšího přenosu hybnosti částic v proudu, což způsobuje, že částice v turbulentní mezní vrstvě ztrácejí svou rychlost pomaleji. [5]



Obr. 3.3.1 Odtržení mezní vrstvy [5]

4. Popis práce

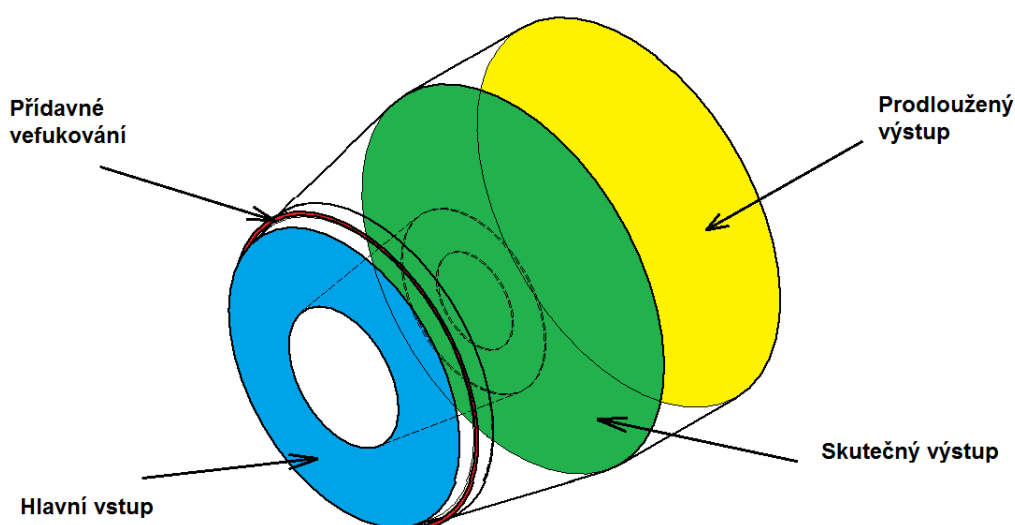
Při řešení jsou použity numerické simulace řešeny v programu ANSYS FLUENT 13. Tyto simulace znázorní pravděpodobný charakter proudění v difuzoru. Fluent patří mezi nejpoužívanější CFD (Computational Fluid Dynamics) řešiče. Umí řešit jak 2D tak 3D úlohy z problematiky proudění či spalování.

Pro první část zadání bylo vytvořeno a proměřeno 8 variant modelů, včetně původního s kombinací vnitřní – vnější úhel ($15,4^\circ$ – 27° ; 5° – $22,5^\circ$; $7,7^\circ$ – $23,5^\circ$; 10° – 24° ; $12,5^\circ$ – 22° ; 15° – 22° , 15° – 23° a 20° – 27°). V druhé části diplomové práce se původní model a varianty s nejnižším a nejvyšším ztrátovým součinitelem dále měřily tak, že se na vstupu zvyšovala rychlost až za hranici hodnoty 0,6 Machova čísla a byl sledován vliv ztrátového součinitele právě na zvyšujícím se Machově čísle.

Výsledky jsou zapsány do tabulek a z výsledných charakteristik vytvořeny grafy. Všechny výpočty a měřené veličiny jsou zaokrouhleny na tři desetinná místa.

4.1 Geometrie difuzoru

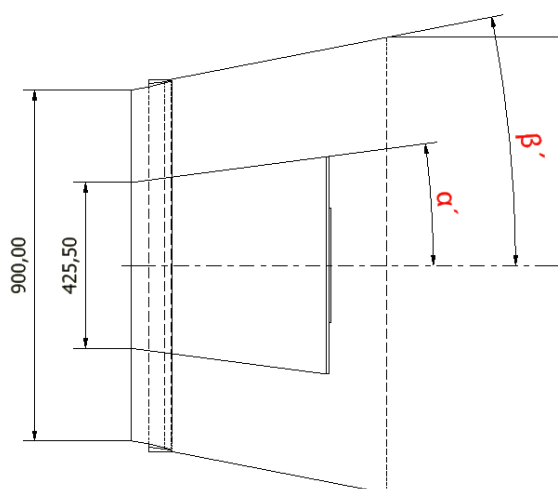
Model objemu vzduchu axiálního difuzoru Obr. 4.1.1 byl vytvořen v programu Autodesk Inventor 2011 na základě poskytnuté dokumentace soubor Tp6053659 ve formátu *igs* a výkresu Tp6063175.



Obr. 4.1.1 Model axiálního difuzoru

Difuzor má původní délku 2650 mm a délku rotoru 1910 mm. Vnitřní průměr hlavního vstupu je 1600 mm a vnější průměr 3384 mm. Difuzor se rozšiřuje do průměru 4400 mm. Model bylo doporučeno prodloužit o 1500 mm na celkovou délku 4150 mm, a to z důvodu zlepšení stability výpočtu a nastavení okrajových podmínek. Výstupní veličiny byly však monitorovány na původní rovině.

Dále bylo potřeba model zmenšit v měřítku 1: 3,76 tak, aby vnější vstupní průměr do domény 3384 mm byl 900 mm, což je průměr vzduchového tunelu.



Obr. 4.1.2 Řez modelem

Pro výpočet bylo zpracováno 8 geometrických variant označených jako varianta 1 – 8, Původní rozevření modelu reprezentuje varianta 1 (Tab. 4.1.1).

Volba kombinací úhlů byla omezena několika podmínkami. Velikost vnějšího úhlu nesměla být větší než 27° z důvodu zachování výstupního průměru z difuzoru. Dále rozdíl mezi vnitřním a vnějším úhlem nesměl být menší než 7° a velikost vnějšího úhlu neměla být moc malá, aby se difuzor příliš neprodloužil, což by mělo negativní vliv v podobě většího množství materiálu potřebného k vyrobení výstupního hrdla. Přepočtení mezi Tab. 4.1.1 a Obr. 4.1.2 je popsáno vztahy (4.1.1), (4.1.2) a (4.1.3).

$$\alpha = 2\alpha' \quad [^\circ] \quad (4.1.1)$$

$$\beta = 2\beta' \quad [^\circ] \quad (4.1.2)$$

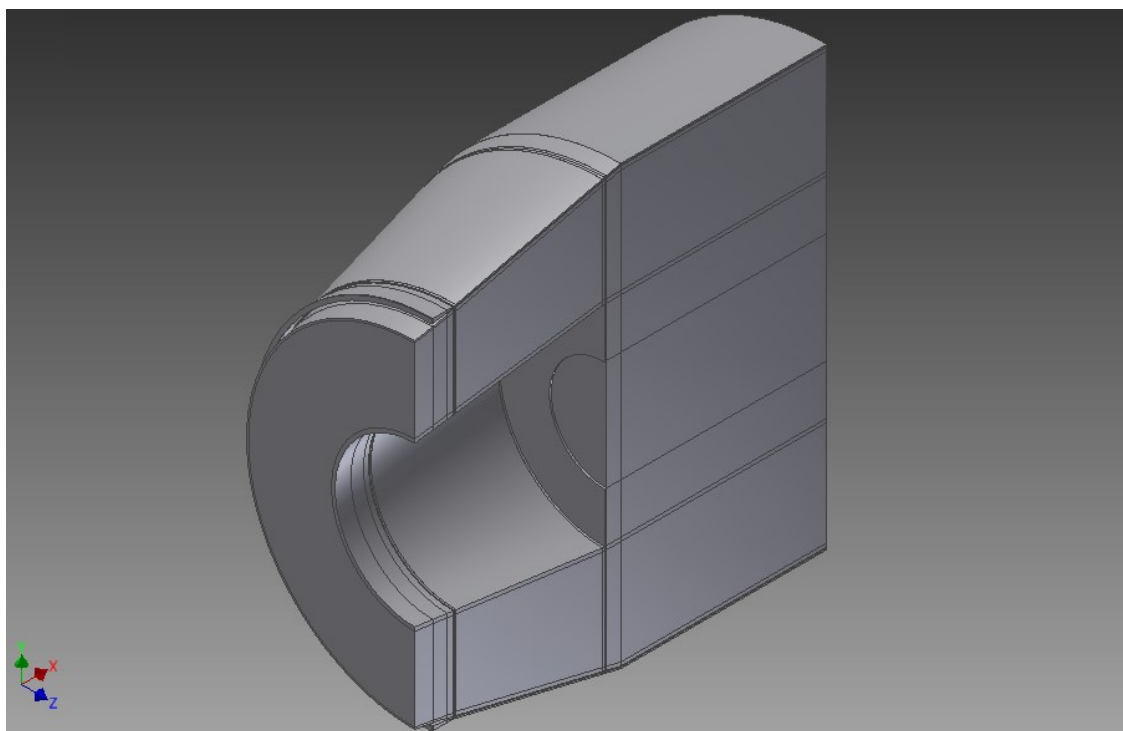
$$\Delta = \beta - \alpha \quad [^\circ] \quad (4.1.3)$$

Tab. 4.1.1 Měřené varianty

Varianta	Vnitřní úhel	Vnější úhel	Rozdíl
[–]	α [°]	β [°]	Δ [°]
1	15,4	27	11,6
2	5	22,5	17,5
3	7,7	23,5	15,8
4	10	24	14
5	12,5	22	9,5
6	15	22	7
7	15	23	8
8	20	27	7

Jelikož je úloha rotačně symetrická rozříznutím modelu na půl, ušetříme o polovinu výpočetní kapacitu, tudíž zkrátíme čas, za který bude úloha konvergovat. Tento fakt ovšem musíme zohlednit v nastavení okrajových podmínek.

Dále bylo potřeba model rozdělit na 55 částí, jak je vidět na Obr. 4.1.3, a to z důvodu možnosti propracovanějšího síťování modelu, viz podkapitola 4.2.



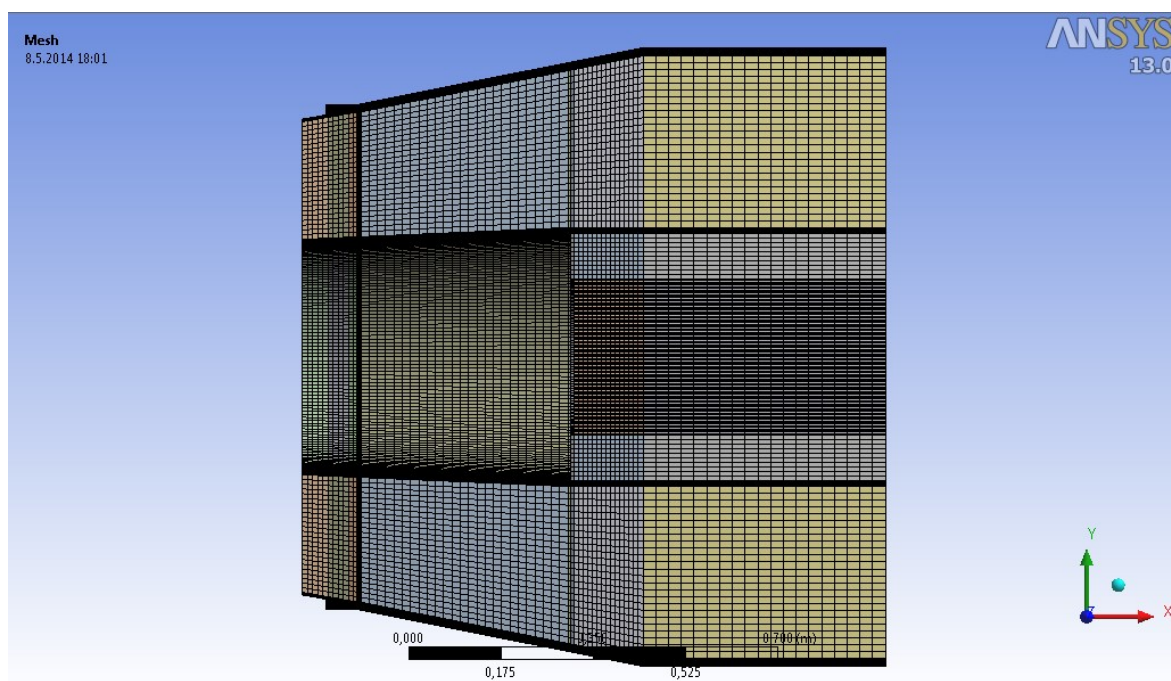
Obr. 4.1.3. Rozdělená geometrie difuzoru

4.2 Sítování modelu

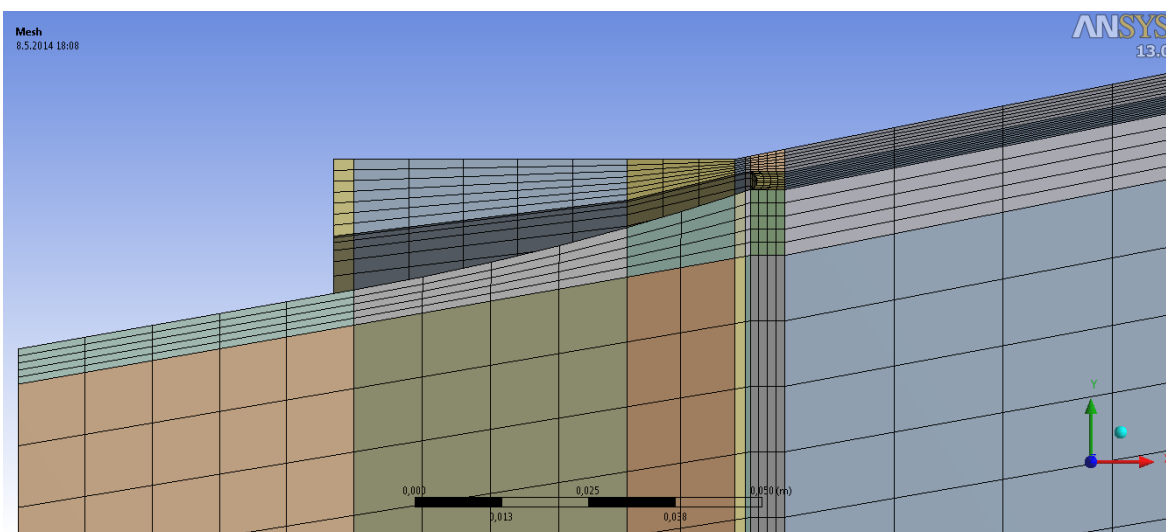
Geometrie byla v Inventoru rozdělena na 55 segmentů, aby bylo možné vytvořit dostatečně kvalitní síť s ohledem na poměrně slabou výpočetní kapacitu. Cílem bylo vytvořit zahuštěnou síť v oblastech nejvýraznějšího proudění media, tj. v oblastech tvorby mezní vrstvy u stěn difuzoru.

Síť byla vytvořena v programu *Meshing*, jenž je součástí softwaru ANSYS. Jednotlivé části geometrie byly sítovány manuálně pomocí funkce *Sweep* s následnou funkcí *Sizing Edge*.

Na Obr. 4.2.1 je ukázka výpočetní sítě. Ta obsahuje 450 000 až 500 000 buněk podle geometrické varianty. Síť je tvořena převážně z hexagonálních buněk.



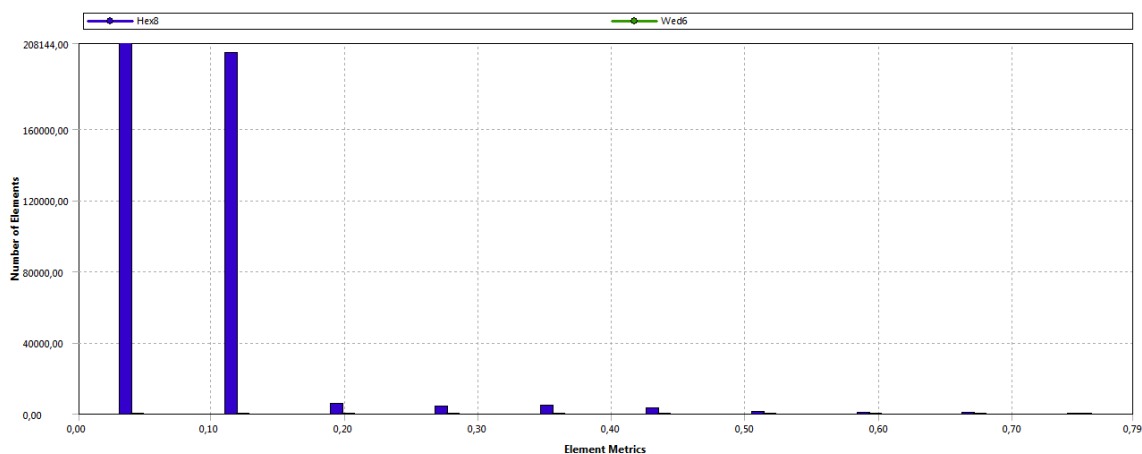
Obr. 4.2.1 Výpočetní síť



Obr. 4.2.2 Detail sítě v prostoru vyfukovací štěrby

Jeden z parametrů, jak ověřit kvalitu výpočetní sítě je pomocí funkce *Skewness* (šikmost buněk). Podle literatury [1] by hodnota *Skewness* neměla být větší než 0,9. Pokud se ve výpočetní síti vyskytují buňky o vyšší šikmosti, výpočet nemusí být stabilní, popřípadě se může celý přerušit.

Jak je vidět z Obr. 4.2.3 výpočetní síť má nejhorší buňky s hodnotou šikmosti 0,751, konkrétně se jedná o ± 200 buněk podle varianty.

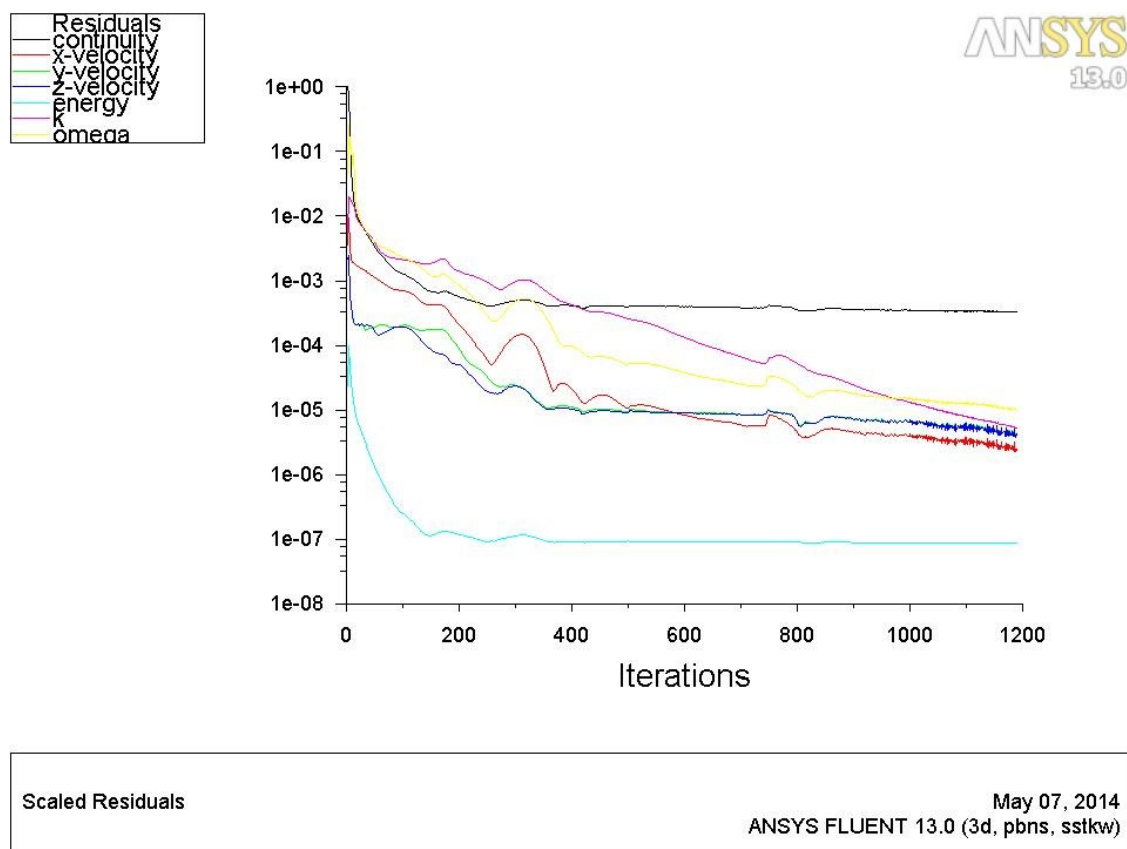


Obr. 4.2.3 Histogram šikmosti buněk

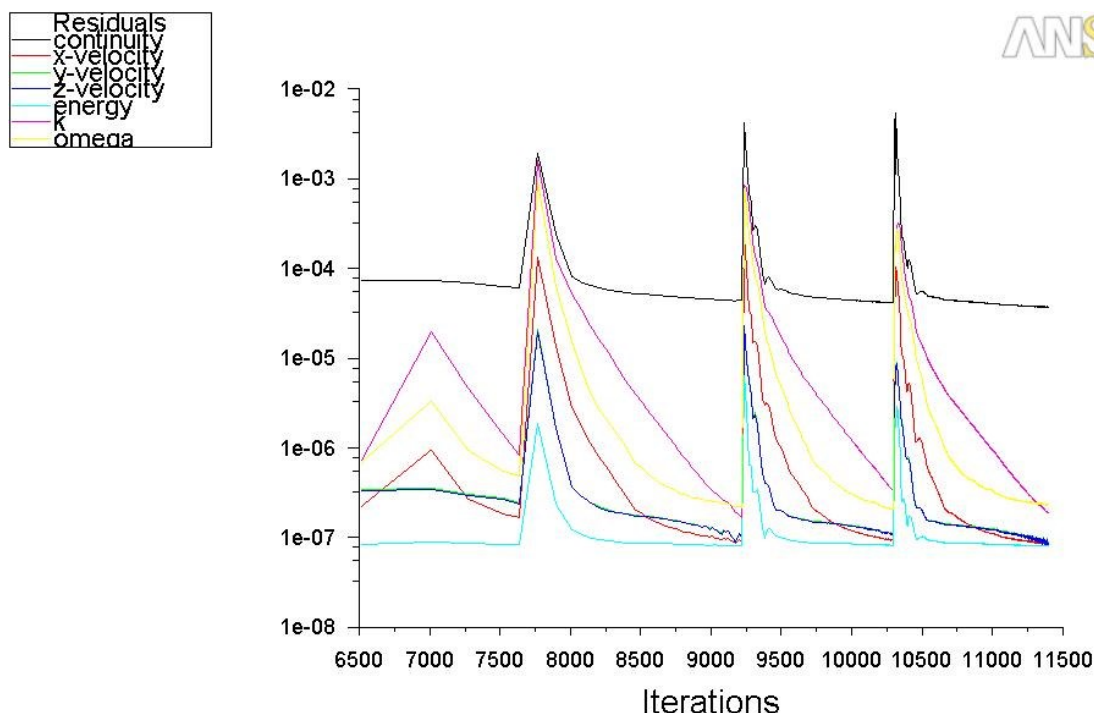
5. Nastavení Fluentu a okrajové podmínky

Výpočty byly řešeny jako stacionární pomocí *Pressure – Based* řešiče. Jako model turbulence byl použit dvourovnicový model SST, $k-\omega$. Rovnice SST řeší výpočty tečných smykových napětí, zatímco rovnice $k-\omega$, chování tekutiny na vnitřní části mezní vrstvy. Tento model se hojně využívá a pro daný typ úlohy stabilně konverguje.

Všechny varianty byly řešeny s druhým řádem přesnosti a Courantovým číslem nastaveným na hodnotu 20. Pro výpočty se vstupním Ma 0,075 a hodnoty residuí 0,001 úloha konvergovala v poměrně krátkém čase okolo 300 iterací, ale výsledky se značně lišily od výsledků při nastavení residuí na 0,00001. Při nižším nastavování hodnoty residuí se nepodařilo dosáhnout konvergence. S přihlédnutím na tyto skutečnosti se výsledek konvergence považovala za přijatelný při hodnotě residua rovnice kontinuity 0,0004 a u všech ostatních residuí 10^{-5} . Počet iterací konvergence se pohyboval okolo 1100 – 1300 podle počítané varianty.



Obr. 5.1 Průběh residuí výpočtu pro varianty 1 až 8 (při Ma 0,075)

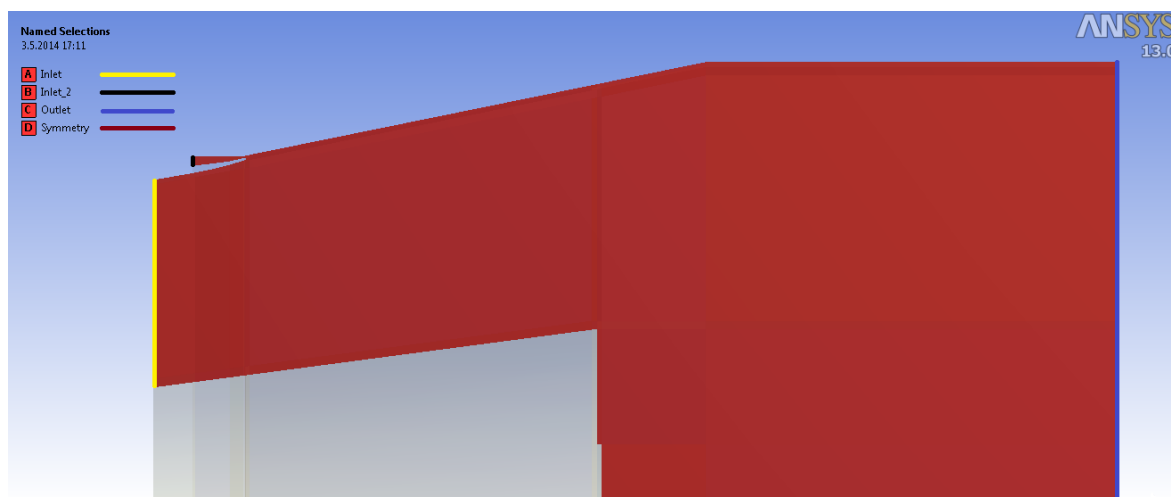


Scaled Residuals

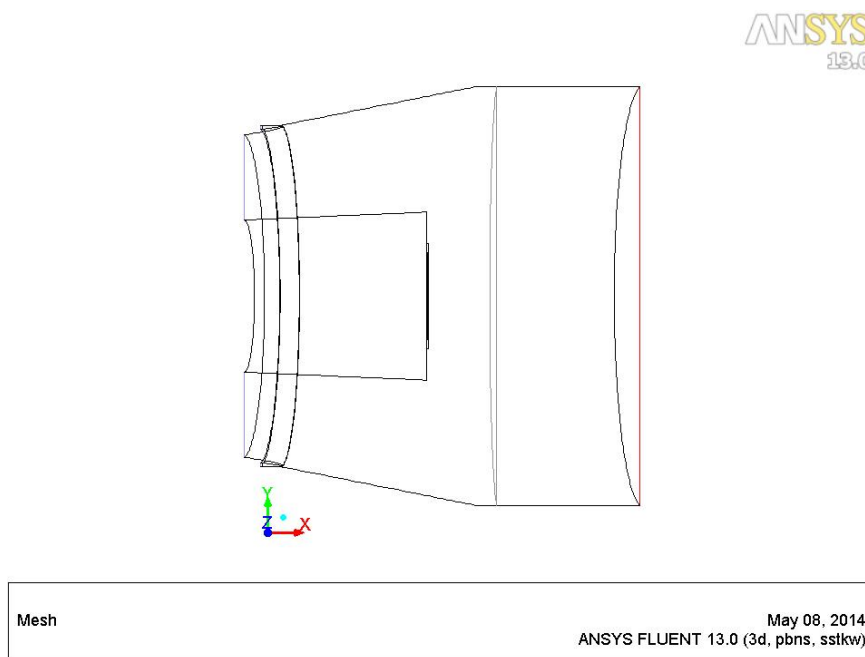
May 10, 2014
ANSYS FLUENT 13.0 (3d, pbns, sstk)**Obr. 5.2** Průběh reziduí při postupném zvyšování Ma čísla

Obr. 5.2 ukazuje průběh reziduí při postupném zvyšování Machova čísla na vstupu do difuzoru. Skokové změny v podobě nárůstu hodnoty reziduí jsou způsobeny snížením tlaku na výstupu v nastavení okrajových podmínek (Outlet).

Na Obr. 5.3 je naznačeno nadefinování okrajových podmínek. Jelikož je těleso rozříznuté na půl, bylo potřeba nastavit jeho symetrii jako okrajovou podmínku (Symmetry). Vstup (Inlet) je definován profilem tlaků, jenž je popsán v podkapitole 6.2 a vstup (Inlet_2) je definován jako hmotnostní. Výstup (Outlet) je definován jako tlakový, jehož hodnota se liší podle počítané varianty. Na Obr. 5.4 je vidět Interior skutečného výstupu z hrdla, ze kterého je měřen výstupní statický tlak, který je potřebný k výpočtu ztrátového součinitele.



Obr. 5.3 Okrajové podmínky



Obr. 5.4 Model difuzoru s vyznačeným výstupním interiérem

5.1 Vlastnosti proudícího media

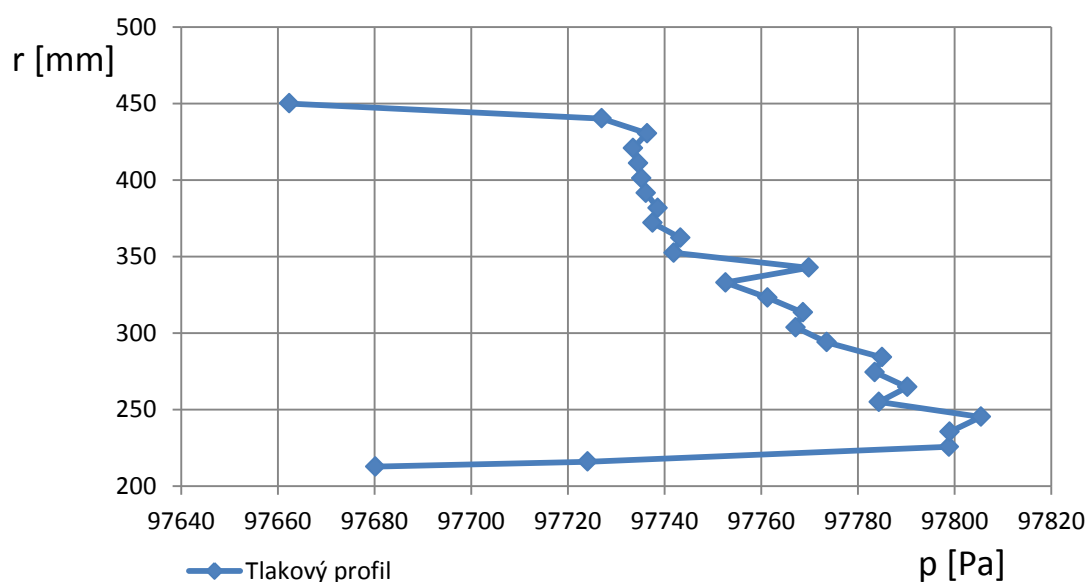
Proudícím médiem v difuzoru je vzduch, čímž bylo možno použít už přednastavený model media z databáze Fluentu. Hustota vzduchu byla nastavena jako ideal gas, to znamená, že ji program automaticky přepočítává ze stavové rovnice ideálního plynu.

Parametr	Hodnota	Jednotka
Hustota	ideal gas	kg.m^{-3}
Měrná tepelná kapacita	1006,43	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	0,0242	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Dynamická viskozita	$1,7894.10^{-5}$	$\text{kg.J}^{-1}.\text{s}^{-1}$
Molekulární hmotnost	28,966	kg.mol^{-1}

5.2 Tlakový vstup

Tlakový vstup byl definován tlakovým profilem. Jedná se o hodnoty celkových tlaků na vstupu, které byly změřeny na vzduchovém tunelu, a reprezentuje je křivka v grafu. Hodnoty byly měřeny od paty náboje průměr 425,5 mm až ke špičce průměr 900 mm. Pro lepší představu (Obr. 4.1.2 a Graf 5.2.1).

Parametr	Hodnota	Jednotka
Celkový tlak	tlakový profil	Pa
Inicializační tlak	80000	Pa
Teplota	303,6	K
Intenzita turbulence	3	%
Hydraulický průměr	0,4745	m



Graf 5.2.1 Vstupní tlakový profil

5.3 Přídavné vefukování

Tento vstup představuje vefukování vzduchu štěrbinou do stěny difuzoru. Jeho hodnota je dána 1,7% z celkového hmotnostního průtoku difuzorem.

Parametr	Hodnota	Jednotka
Hmotnostní průtok	0,2465	kg.s ⁻¹
Inicializační tlak	80000	Pa
Teplota	303,6	K
Intenzita turbulence	3	%
Hydraulický průměr	0,22188	m

5.4 Tlakový výstup

Změnou statického tlaku na výstupu z domény byl regulován hmotnostní průtok vzduchu na vstupu do difuzoru tak, aby dosahoval u všech měřených hodnot $14,5 \pm 0,1 \text{ kg.s}^{-1}$. V měření pro druhou část zadání, se už hmotnostní tok nereguloval, pouze se snižoval tlak na výstupu.

Parametr	Hodnota	Jednotka
Statický tlak	dle varianty	Pa
Teplota	303,8	K
Intenzita turbulence	2	%
Hydraulický průměr	1,170126	m

6. Výsledky a hodnocení

Hodnoty tlaků a rychlostí byly ve Fluentu odečítány pomocí funkce *Mass-Weighted Average*, která danou hodnotu vypočítá jako vážený průměr v závislosti na hmotnostním průtoku. Hodnoty hmotnostního průtoku se odečítaly funkcí *Mass Flow Rate*.

6.1 Určení ztrátového součinitele

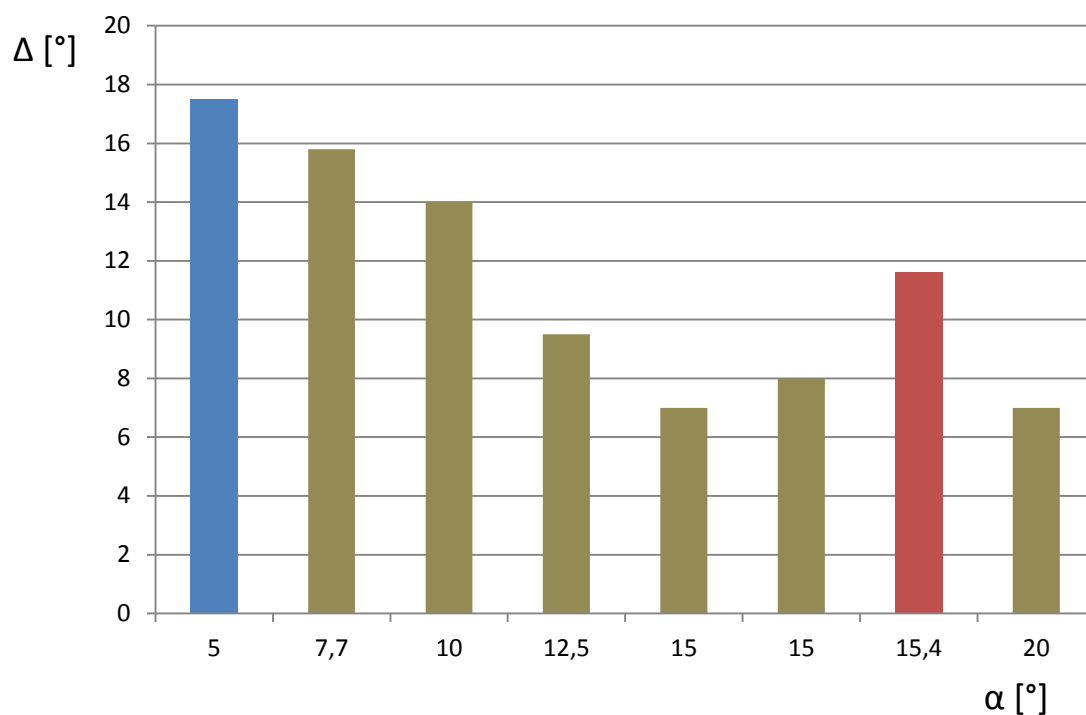
Ztrátový součinitel pro stlačitelné proudění je definován vztahem (6.1.1) a popisuje zvýšení tlaku v difuzoru. Kde p_{out_stat} je statický tlak měřený na skutečném výstupu z difuzoru pomocí interioru vytvořeném dodatečně ve Fluentu obr. 3.4. Celkový tlak na vstupu je p_{in_total} a statický tlak na vstupu do difuzoru značíme p_{in_stat} . Poissonova konstanta pro vzduch κ má hodnotu 1,4.

$$\zeta = \frac{1 - \left(\frac{p_{out_stat}}{p_{in_total}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_{in_stat}}{p_{in_total}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad [-] \quad (6.1.1)$$

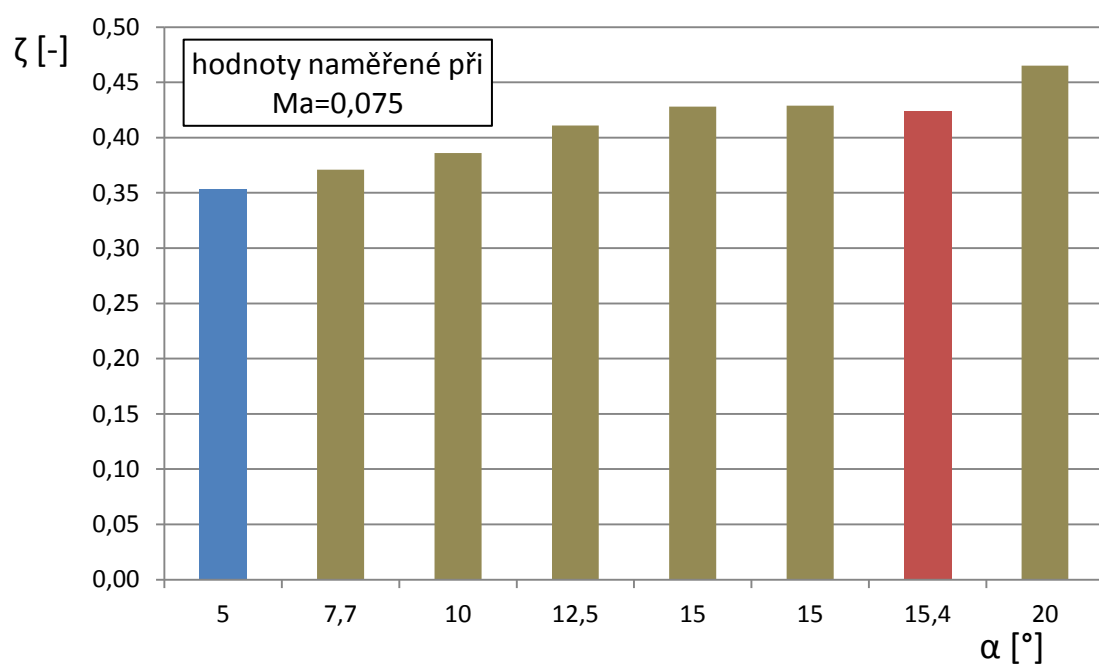
Z měření a následného výpočtu vyplývá, že nejnižší hodnota ztrátového součinitele vyšla u geometrické varianty 2. V Graf 6.1.1 a Graf 6.1.2 je varianta 2 označena modrou barvou a varianta 1 reprezentující původní model je označena červenou barvou.

Tab. 6.1.1 Měřené a vypočtené hodnoty pro geometrické varianty (Ma 0,075)

varianta	Vnitřní úhel	Vnější úhel	\dot{m}	p_{in_stat}	p_{in_total}	p_{out_stat}	ζ
[-]	α [°]	β [°]	[kg/s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[-]
1	15,4	27	14,498	96879,742	97680,156	97340,055	0,424
2	5	22,5	14,477	96901,988	97680,156	97404,773	0,353
3	7,7	23,5	14,488	96896,414	97680,156	97388,664	0,371
4	10	24	14,473	96893,789	97680,156	97376,117	0,386
5	12,5	22	14,491	96888,227	97680,156	97354,000	0,411
6	15	22	14,496	96882,578	97680,156	97338,453	0,428
7	15	23	14,522	96879,516	97680,156	97336,43	0,429
8	20	27	14,493	96870,031	97680,156	97302,844	0,465



Graf 6.1.1 Hodnota rozdílu úhlů α a β vztažena k vnitřnímu úhlu α



Graf 6.1.2 Závislost ztrátového součinitele na rozevření vnitřního úhlu difuzoru

6.2 Ztrátový součinitel v závislosti na Machově čísle

Pro varianty 1,2 a 8 se dále zkoumala závislost ztrátového součinitele na zvyšujícím se Machově čísle, a to tak, že se postupně na výstupu snižovala hodnota statického tlaku, a tím postupně rostla rychlost na vstupu do difuzoru. Měření se provádělo cca do $Ma = 0,065$. Měření a vypočtené hodnoty jsou zapsány a znázorněny v Tab. 6.2.1., Tab. 6.2.2, Tab. 6.2.3 a Graf 6.2.1.

Hodnota Machova čísla se vypočítá podle vztahu (6.2.1), kde w_{ax} je axiální rychlost na vstupu difuzoru. Jednotka p_{in_total} představuje celkový tlak na vstupu do difuzoru, Poissonova konstanta κ má pro vzduch hodnotu 1,4 a ρ je hustota, která je dopočítána ze stavové rovnice.

$$Ma = \frac{w_{in_ax}}{\sqrt{\kappa \cdot p_{in_total} / \rho}} \quad [-] \quad (6.2.1)$$

Vztah (6.2.2) je upravená stavová rovnice pro výpočet hustoty, kde r představuje plynovou konstantu v $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ a T je teplota na vstupu do difuzoru v Kelvinech. Výsledná hustota vzduchu na vstupu do difuzoru je $1,121 \text{ kg} \cdot m^{-3}$.

$$\rho = \frac{p_{in_total}}{r \cdot T} \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (6.2.2)$$

Tab. 6.2.1 Ztrátový součinitel v závislosti na Machově čísle – Varianta 2

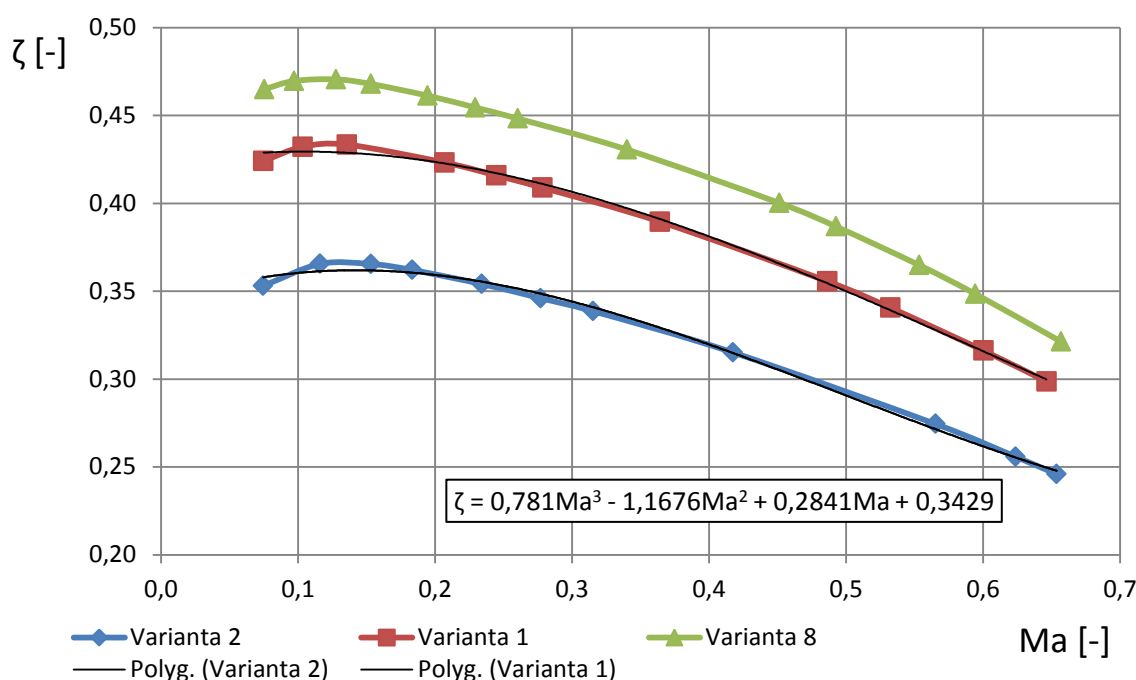
měření	\dot{m}	w_{in_ax}	p_{in_stat}	p_{in_total}	p_{out_stat}	Ma	ζ
[-]	[kg/s]	[m/s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[-]	[-]
1	14,477	26,029	96901,961	97680,156	97404,852	0,075	0,353
2	22,53	40,538	95784,156	97680,156	96983,984	0,116	0,366
3	29,55	53,475	94394,297	97680,156	96469,898	0,153	0,365
4	35,24	64,058	92970,578	97680,156	95955,57	0,183	0,362
5	44,475	81,723	90056,438	97680,156	94929,688	0,234	0,354
6	52,064	96,759	87053,289	97680,156	93903,727	0,277	0,346
7	58,511	110,11	84022,586	97680,156	92889,68	0,315	0,339
8	74,554	145,797	74155,813	97680,156	89763,594	0,417	0,315
9	93,344	197,421	56170,324	97680,156	84632,516	0,565	0,274
10	99,344	217,892	48049,855	97680,156	82554,25	0,624	0,256
11	101,65	228,316	43745,332	97680,156	81498,695	0,654	0,246

Tab. 6.2.2 Ztrátový součinitel v závislosti na Machově čísle – Varianta 1

měření	\dot{m}	$w_{in\ ax}$	$p_{in\ stat}$	$p_{in\ total}$	$p_{out\ stat}$	Ma	ζ
[-]	[kg/s]	[m/s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[-]	[-]
1	14,498	26,08	96879,742	97680,156	97340,055	0,075	0,424
2	19,899	36,114	96167,102	97680,156	97024,133	0,103	0,432
3	26,031	47,382	95076,633	97680,156	96545,414	0,136	0,433
4	39,224	72,29	91658,195	97680,156	95097,961	0,207	0,423
5	45,968	85,469	89300,094	97680,156	94129,445	0,245	0,416
6	51,768	97,21	86907,031	97680,156	93165,703	0,278	0,409
7	65,869	127,21	79467,086	97680,156	90264,766	0,364	0,390
8	83,225	169,903	66077,125	97680,156	85424,703	0,486	0,356
9	88,775	185,923	60308,992	97680,156	83494,617	0,532	0,341
10	95,909	209,734	51110,789	97680,156	80604,883	0,600	0,316
11	99,896	225,755	44565,895	97680,156	78665,563	0,646	0,299

Tab. 6.2.3 Ztrátový součinitel v závislosti na Machově čísle – Varianta 8

měření	\dot{m}	$w_{in\ ax}$	$p_{in\ stat}$	$p_{in\ total}$	$p_{out\ stat}$	Ma	ζ
[-]	[kg/s]	[m/s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[-]	[-]
1	14,493	26,343	96870,031	97680,156	97302,844	0,075	0,465
2	18,616	33,899	96340,117	97680,156	97049,102	0,097	0,470
3	24,406	44,593	95365,641	97680,156	96585,984	0,128	0,471
4	29,101	53,499	94372,164	97680,156	96122,008	0,153	0,468
5	36,754	67,958	92344,789	97680,156	95192,219	0,195	0,461
6	43,047	80,132	90277,273	97680,156	94263,508	0,229	0,455
7	48,494	90,987	88173,695	97680,156	93332,68	0,261	0,448
8	61,74	118,764	81686,023	97680,156	90541,602	0,340	0,431
9	78,198	157,632	70158,508	97680,156	85882,102	0,451	0,400
10	83,566	172,055	65234,453	97680,156	84014,336	0,493	0,387
11	90,648	193,322	57420,289	97680,156	81213,227	0,553	0,365
12	94,786	207,561	51862,867	97680,156	79345,055	0,594	0,349
13	100,109	229,411	42911,035	97680,156	76540,289	0,657	0,321



Graf 6.2.1 Závislost ztrátového součinitele na Machově čísle

V Grafu 6.2.1 jsou znázorněny průběhy měřených variant. Ty naznačují, že s rostoucím Machovým číslem klesá hodnota ztrátového součinitele. Původní model, který reprezentuje varianta 1 má o 16% větší hodnotu ztrátového součinitele než varianta 2, která představuje variantu, u které bylo dosaženo nejmenší hodnoty ztrátového součinitele ze všech 8 počítaných variant.

Zelená křivka v grafu ukazuje variantu 8 s největší hodnotou ztrátového součinitele a byla měřena jen ze zvědavosti.

Pro nejlepší a původní variantu byla vytvořena křivka spojnice trendu. Tu tvoří polynomičtí funkce 3. stupně a pomocí její rovnice (vztah 6.2.3 a 6.2.4) s následným dosazením potřebné hodnoty Ma čísla můžeme snáze porovnat obě varianty.

Varianta 2

$$\zeta = 0,781Ma^3 - 1,1676Ma^2 + 0,2841Ma + 0,3429$$

$$\zeta_{Ma0,1} = 0,360$$

$$\zeta_{Ma0,4} = 0,320$$
(6.2.3)

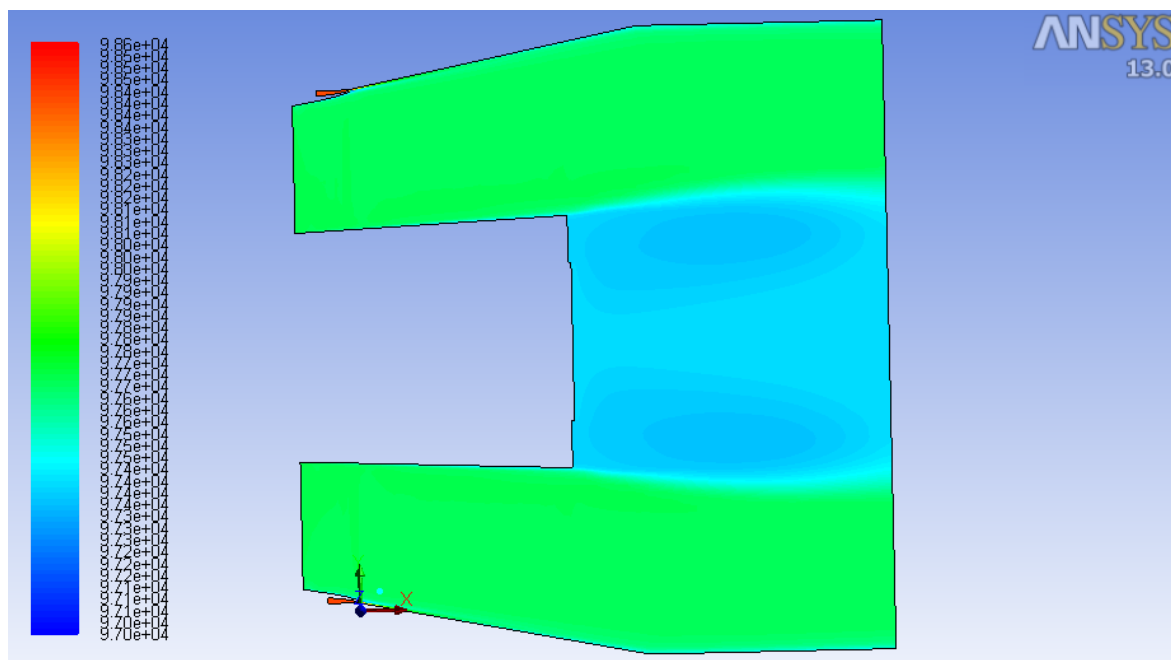
Varianta 1

$$\begin{aligned}\zeta &= 0,451Ma^3 - 0,8271Ma^2 + 0,1579Ma + 0,4215 \\ \zeta_{Ma0,1} &= 0,429 \\ \zeta_{Ma0,4} &= 0,381\end{aligned}\tag{6.2.4}$$

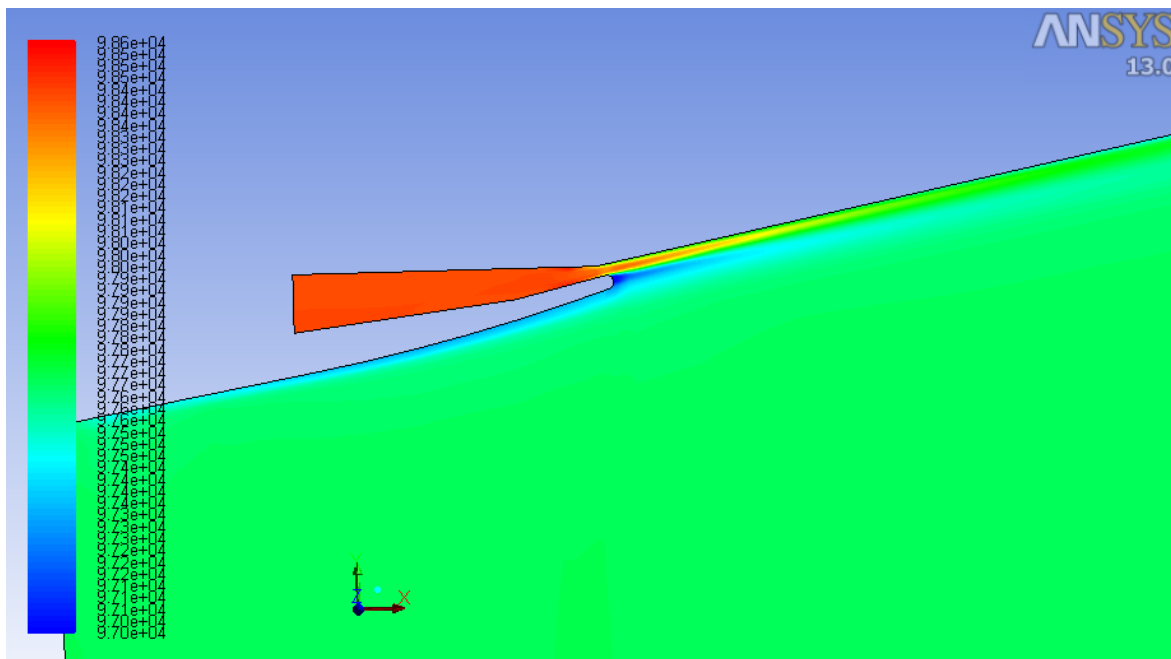
6.3 Kontury tlaků a rychlostního pole – varianta 2 (při Ma 0,075)

V této podkapitole budou zobrazeny nejdůležitější kontury a rychlostní pole pro variantu 2, která při výpočtech vyšla nejlépe. Jedná se o kontury celkového, statického, dynamického tlaku a vektorové pole v závislosti na Machově čísle, při vstupním hmotnostním průtoku $14,5 \text{ kg.s}^{-1}$ a tomu odpovídající vstupní rychlosti $Ma = 0,075$.

Na Obr. 6.3.1 vidíme rozložení celkového tlaku difuzorem. Je zde patrný pokles tlaku v oblasti za rotorem. Další Obr. 6.3.2 ukazuje průběh celkového tlaku v oblasti vyfukovací štěrbiny. Zde pozorujeme pokles tlaku těsně pod vyústěním proudu ze štěrbiny, tento podtlak způsobí, že se hlavní proud přilepí na stěnu difuzoru, a tím se zabrání případnému odtržení mezní vrstvy.

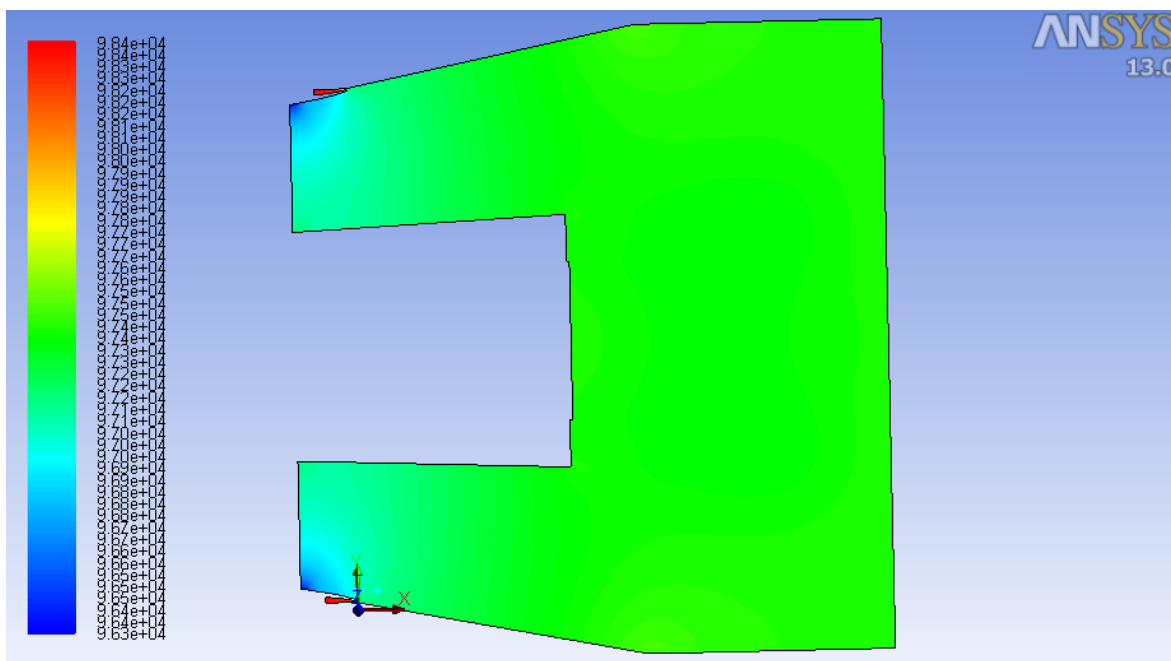


Obr. 6.3.1 Kontury celkového tlaku (Ma 0,075)

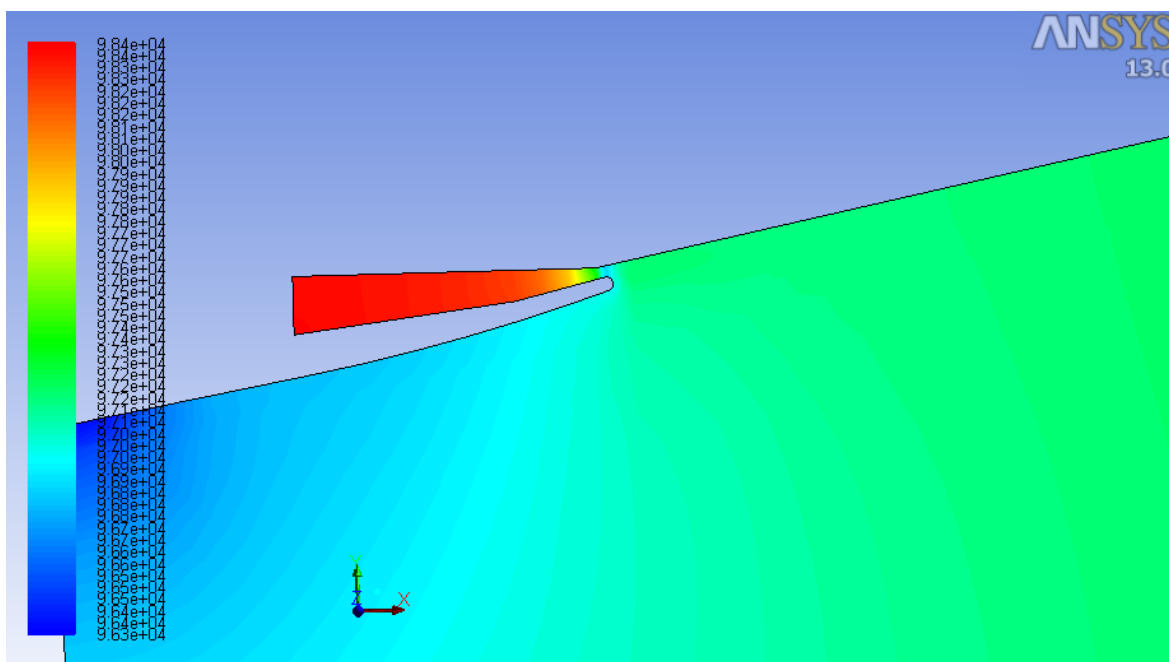


Obr. 6.3.2 Kontury celkového tlaku (Ma 0,075) – detail vyfukovací štěrby

Na Obr. 6.3.3 a 6.3.4 jsou vyobrazeny změny statického tlaku difuzorem a vyfukovací štěrby.

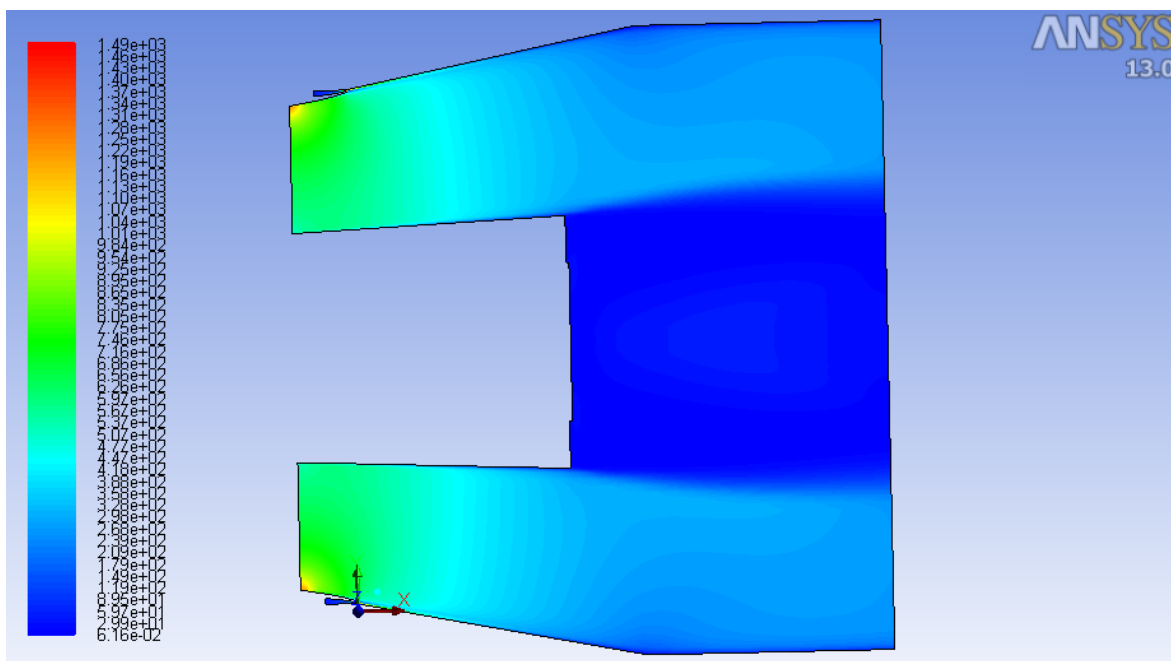


Obr. 6.3.3 Kontury statického tlaku (Ma 0,075)

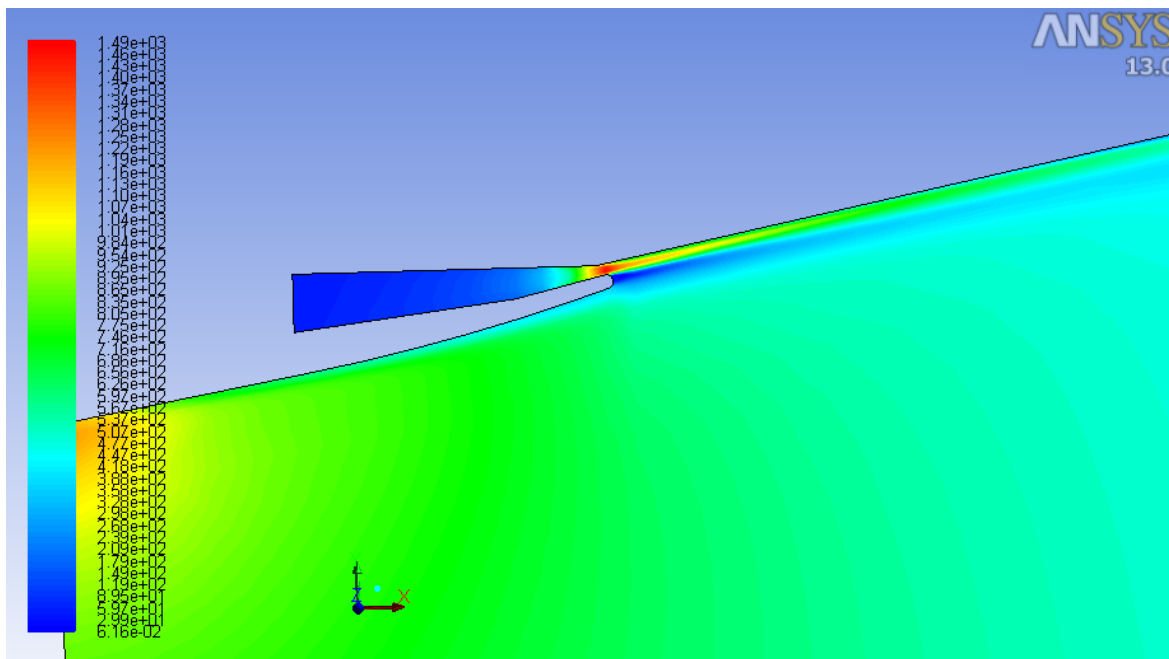


Obr. 6.3.4 Kontury statického tlaku (Ma 0,075) – detail vyfukovací štěrby

Na Obr. 6.3.5 a 6.3.6 je vidět průběh dynamického tlaku, který je závislý především na rychlosti proudu a má směrem od vstupu k výstupu klesající tendenci.

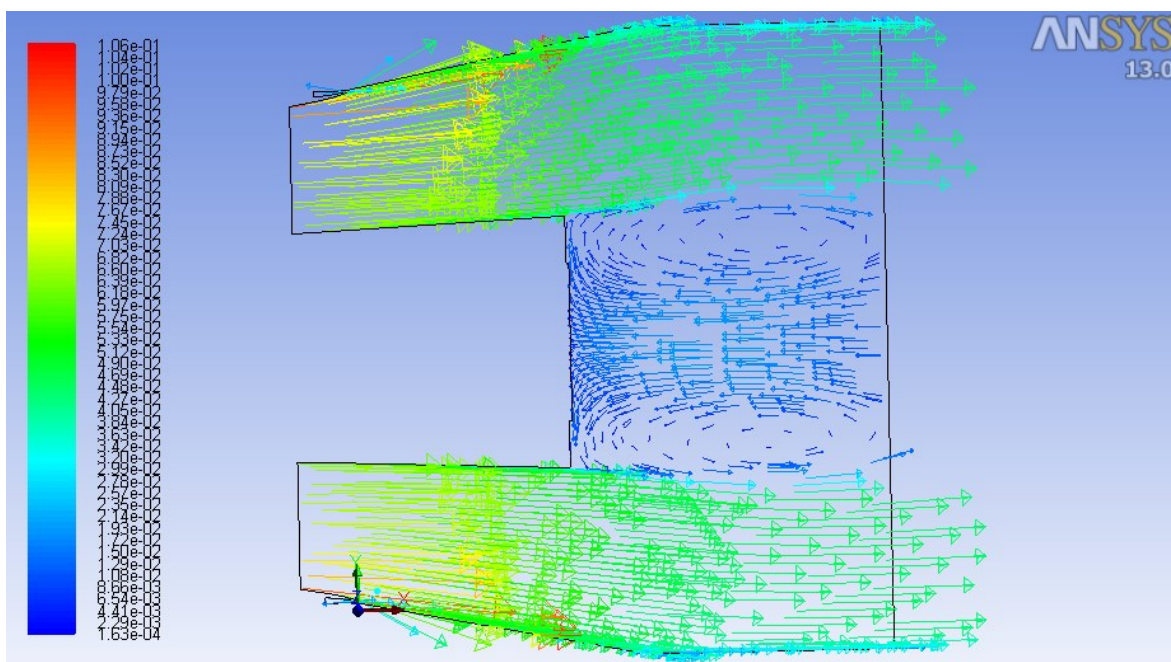


Obr. 6.3.5 Kontury dynamického tlaku (Ma 0,075)



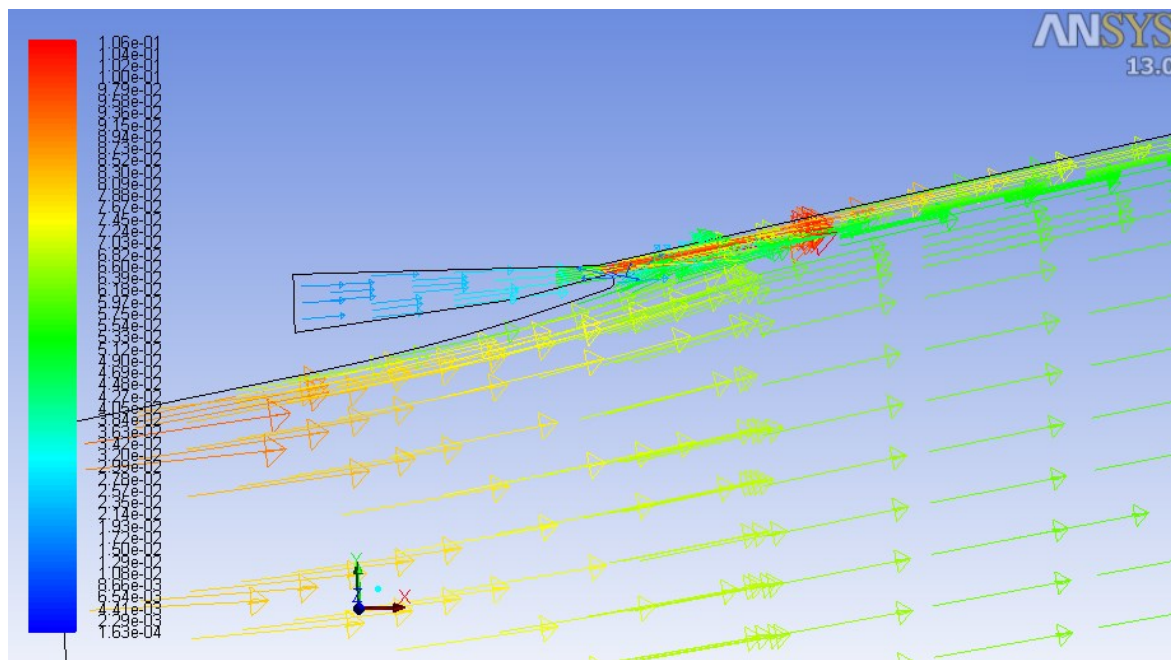
Obr. 6.3.6 Kontury dynamického tlaku ($Ma\ 0,075$) – detail vyfukovací štěrby

Na Obr. 6.3.7 jsou znázorněny vektory Machova čísla, je zde krásně vidět, jak se postupně zmenšuje rychlost směrem k výstupu difuzoru a dále pozorujeme zavíření v oblasti za rotorem.



Obr. 6.3.7 Rychlostní pole Machova čísla

Detail vyfukovací štěrby Obr. 6.3.8 ukazuje zvýšenou rychlost proudu ze štěrby, která má usměrnit tok hlavního proudu a zamezit odtržení mezní vrstvy u stěny.



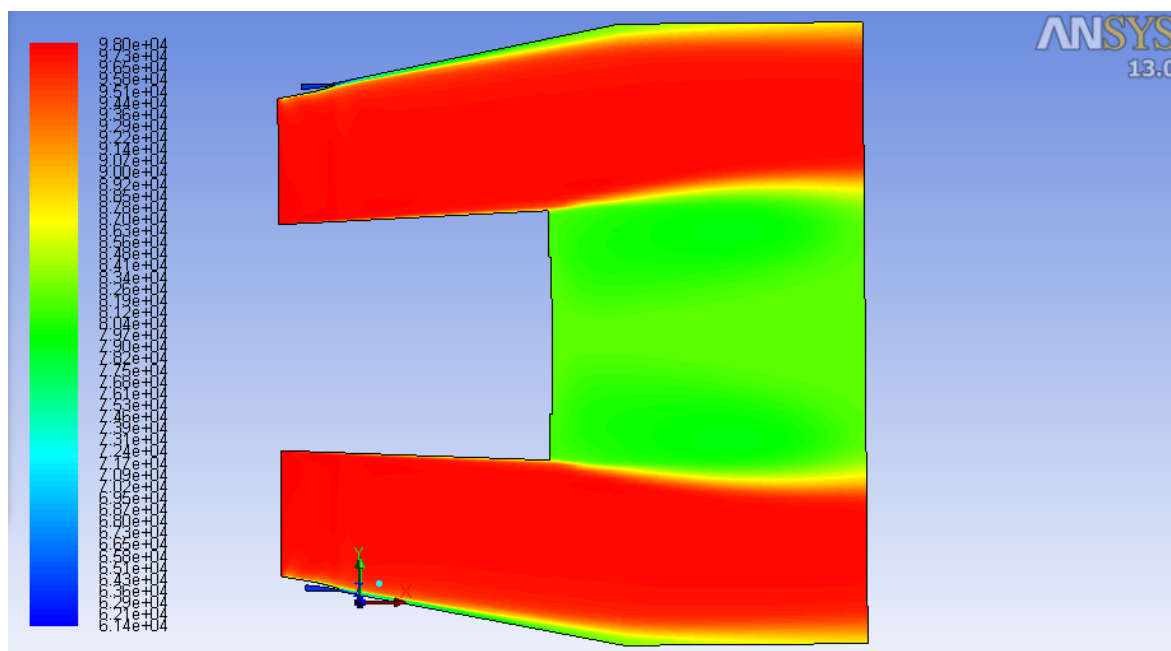
Obr. 6.3.8 Rychlostní pole Machova čísla – detail vyfukovací štěrby

6.4 Kontury tlaků a proudového pole – varianta 2 (při Ma 0,654)

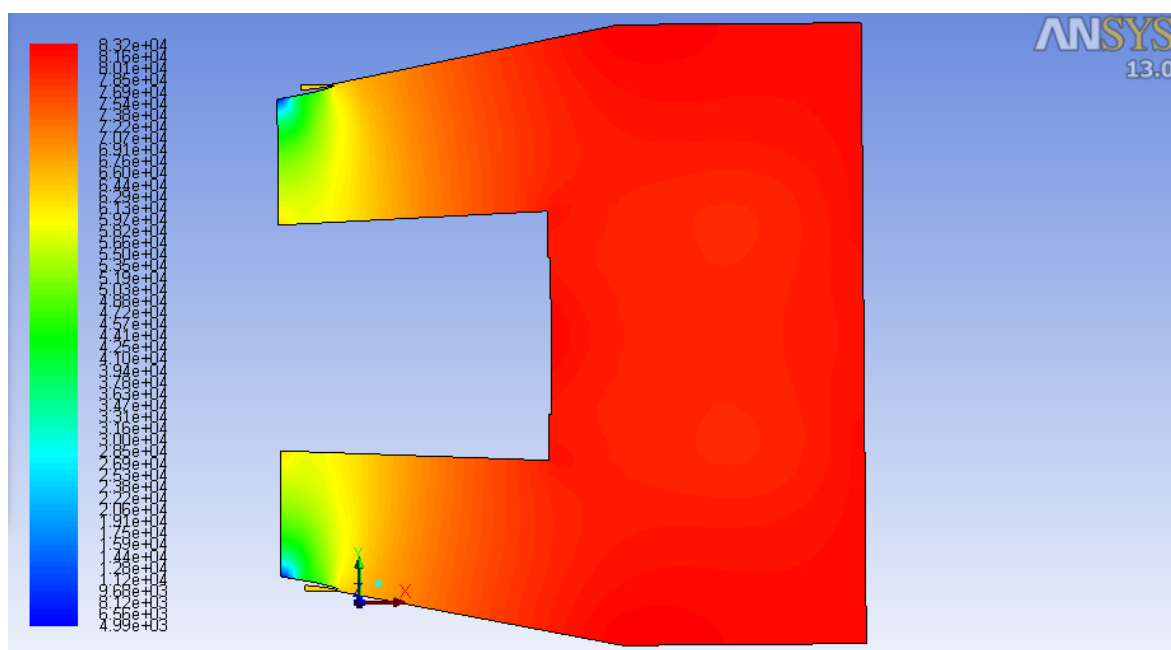
V této podkapitole budou ukázané kontury a rychlostní pole opět pro variantu 2, ale při vstupní hodnotě Machova čísla 0,654.

Obr. 6.4.1 představuje celkový tlak, na Obr. 6.4.2 je statický tlak, Obr. 6.4.3 ukazuje průběh dynamického tlaku a na Obr. 6.4.4 jsou zobrazeny vektory rychlosti.

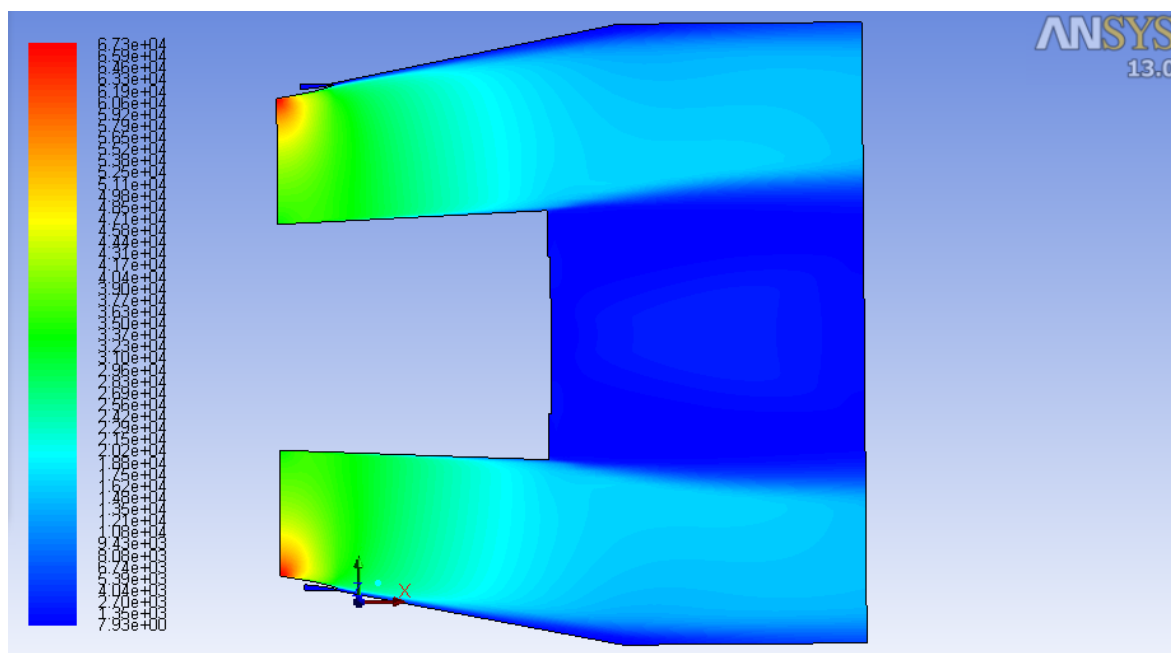
Kontury a rychlostní pole pro zbylé varianty jsou přiloženy na DVD jako speciální příloha ve složce *výpočtové soubory ANSYS a grafické znázornění výsledků*.



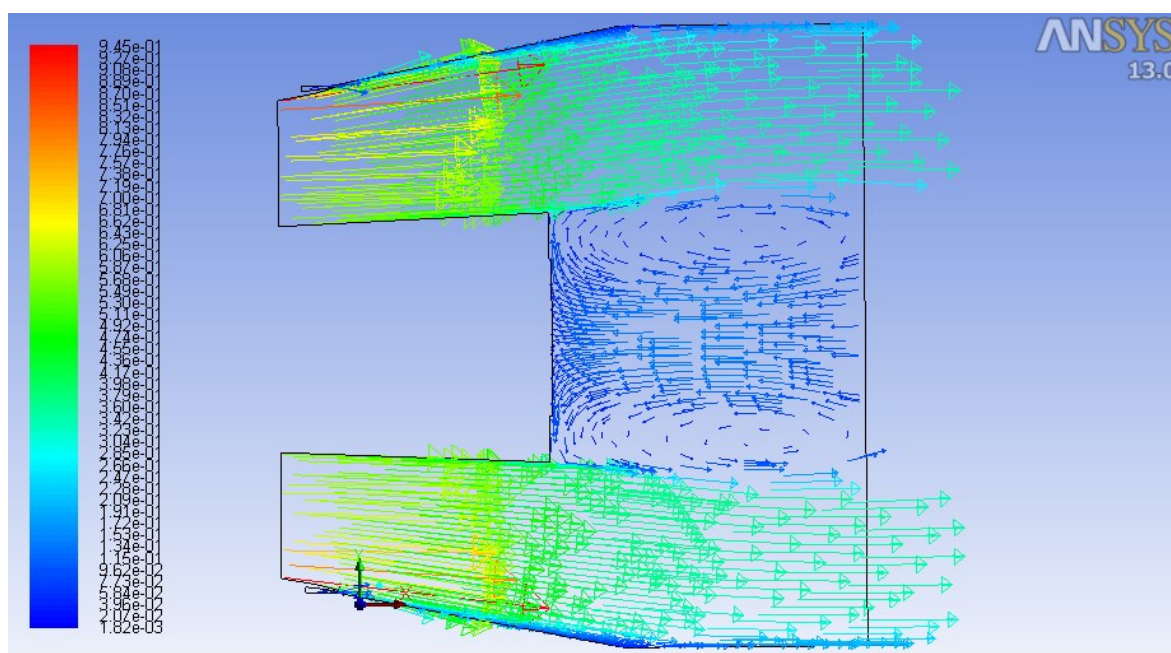
Obr. 6.4.1 Kontury celkového tlaku (Ma 0,654)



Obr. 6.4.2 Kontury statického tlaku (Ma 0,654)



Obr. 6.4.3 Kontury dynamického tlaku (Ma 0,654)



Obr. 6.4.4 Rychlostní pole Machova čísla (Ma 0,654)

7. Závěr

Prvním cílem diplomové práce bylo najít optimální velikost vnitřního a vnějšího úhlu rozevření difuzoru tak, aby ve výstupním hrdle vznikala minimální energetická ztráta. Podle zadaných výkresů reálného výstupního hrdla parní turbíny bylo vytvořeno 8 geometrických variant, které se lišily velikostí vnitřního a vnějšího úhlu. Numerické výpočty byly nastaveny pro podmínky vzduchového tunelu v laboratoři DŠPW, tudíž bylo potřeba modely zmenšit v potřebném měřítku a nastavit okrajové podmínky ve Fluentu s ohledem na tyto skutečnosti. Původní model označený jako varianta 1 má velikost vnitřního úhlu $15,4^\circ$ a vnějšího 27° . Nejmenší hodnota ztrátového součinitele byla vypočtena u varianty 2, což je model s vnitřním úhlem 5° a vnějším $22,5^\circ$. Naopak nejhůře vyšla varianta 8 s rozevřením difuzoru 20° a 27° . Tyto výpočty byly simulovány při vstupní rychlosti proudu 0,075 Ma.

V druhé části byla pro původní model a modely s nejnižší a nejvyšší hodnotou ztrátového součinitele dále zvyšovaná rychlost na vstupu do difuzoru až za hranici reálného stroje, a to do hodnoty 0,65 Ma. Pro představu, velikost Machova čísla se u výstupu z reálného hrdla pohybuje okolo 0,4 – 0,5 Ma. U tohoto typu výstupního hrdla se ukázalo, že velikost ztrátového součinitele při postupném nárůstu Machova čísla, má sestupnou tendenci. Měření varianty 8 s nejvyšším ztrátovým součinitelem proběhlo pouze ze zvědavosti.

Aby se daly varianty 1 a 2 snáze porovnat, byla vytvořena spojnice trendů mezi jednotlivými body z výpočtů, a to polynomicou funkcí 3. stupně. Její rovnice u varianty 1 má tvar $\zeta = 0,451Ma^3 - 0,8271Ma^2 + 0,1579Ma + 0,4215$. Rovnicemi lze zjistit při různých Machových číslech velikost ζ . Např. při 0,1 Ma vychází ztrátový součinitel u varianty 1 $\zeta = 0,429$ a u varianty 2 $\zeta = 0,360$, to znamená, že původní model má o 16% větší hodnotu ztrátového součinitele než varianta 2.

Bude-li vyroben prototyp modelu axiálního výstupního hrdla podle varianty 2. Poslouží rovnice trendu při následném měření na vzduchovém tunelu v laboratoři, např. při vstupní rychlosti 0,1 Ma, jako kontrola. Budou-li se hodnoty vypočtené numericky v softwaru Fluent shodovat s výsledky z měření na tunelu bude nakročeno k reálnému zvýšení účinnosti u tohoto typu axiálního výstupního hrdla.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Kamilovi Kolarčíkovi, CSc. a především konzultantovi Ing. Michalovi Hoznedlovi, Ph.D. za jejich odborné rady, ochotu, věnovaný čas a především pozitivní přístup, který po celou dobu doprovázel tvorbu této diplomové práce.

Taky bych chtěl poděkovat přítelkyni za trpělivost a svým rodičům za podporu během celého studia.

8. Seznam použité literatury

- [1] BOJKO, M.: *3D Proudění – ANSYS Fluent*, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011.304s
- [2] KOZUBKOVÁ, M.: *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008.153s
- [3] VOREL, J.: *Experimentální vyšetření místa odtržení proudu od stěny v difuzoru*, Bakalářská práce ZČU, 2012.
- [4] JANALÍK, J: *Obtékání a odpor těles*, VŠB – TU Ostrava, 2008.
- [5] JANALÍK, J: *Hydrodynamika a Hydrodynamické stroje*, VŠB – TU Ostrava, 2008.
- [6] SYKA, T; LINHART J.: *Výpočet ztrátového součinitele v axiálním difuzoru parní turbíny*, Výzkumná zpráva ZČU, KKE – 08 –11, 2011.
- [7] Materiály a podklady společnosti Doosan Škoda Power

Internetové zdroje

- [8] <http://www.skoda.cz/cs/o-spolecnosti/historie/>
- [9] <http://www.doosan.com/skodapower/cz/aboutus/vision.page?>
- [10] [http://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_\(podnik\)](http://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_(podnik))
- [11] <http://www.transformacni-technologie.cz/efekty-pri-proudeni-vysokymi-rychlostmi.html>
- [12] <http://www.technodat.cz/3dvia-composer-ve-skoda-power>

9. Seznam obrázků

Obr. 1.1.1 Emil Škoda [8]	10
Obr. 1.1.2 Logo společnosti DŠPW [12]	11
Obr. 1.2.1 Řez vzduchovým zkušebním tunelem v laboratoři DŠPW [7]	12
Obr. 1.2.2 Experimentální vzduchový tunel v laboratoři DŠPW	12
Obr. 2.1 Průběh rychlostí a tlaků podél difuzoru [3]	13
Obr. 3.1 Mezní vrstva [4]	15
Obr. 3.2.2 Tloušťka mezní vrstvy [4]	17
Obr. 3.3.1 Odtržení mezní vrstvy [5]	18
Obr. 4.1.1 Model axiálního difuzoru	19
Obr. 4.1.2 Řez modelem	20
Obr. 4.1.3. Rozdělená geometrie difuzoru	21
Obr. 4.2.1 Výpočetní síť	22
Obr. 4.2.2 Detail sítě v prostoru vyfukovací štěrby	23
Obr. 4.2.3 Histogram šikmosti buněk	23
Obr. 5.1 Průběh residuí výpočtu pro varianty 1 až 8 (při Ma 0,075)	24
Obr. 5.2 Průběh residuí při postupném zvyšování Ma čísla	25
Obr. 5.3 Okrajové podmínky	26
Obr. 5.4 Model difuzoru s vyznačeným výstupním interieorem	26
Obr. 6.3.1 Kontury celkového tlaku (Ma 0,075)	34
Obr. 6.3.2 Kontury celkového tlaku (Ma 0,075) – detail vyfukovací štěrby	35
Obr. 6.3.3 Kontury statického tlaku (Ma 0,075)	35
Obr. 6.3.4 Kontury statického tlaku (Ma 0,075) – detail vyfukovací štěrby	36
Obr. 6.3.5 Kontury dynamického tlaku (Ma 0,075)	36
Obr. 6.3.6 Kontury dynamického tlaku (Ma 0,075) – detail vyfukovací štěrby	37
Obr. 6.3.7 Rychlostní pole Machova čísla	37

Obr. 6.3.8 Rychlostní pole Machova čísla – detail vyfukovací štěrby.....	38
Obr. 6.4.1 Kontury celkového tlaku ($Ma\ 0,654$).....	39
Obr. 6.4.2 Kontury statického tlaku ($Ma\ 0,654$).....	39
Obr. 6.4.4 Rychlostní pole Machova čísla ($Ma\ 0,654$).....	40

10. Seznam tabulek

Tab. 4.1.1 Měřené varianty	21
Tab. 6.1.1 Měřené a vypočtené hodnoty pro geometrické varianty ($Ma\ 0,075$).....	29
Tab. 6.2.1 Ztrátový součinitel v závislosti na Machově čísle – Varianta 2	31
Tab. 6.2.2 Ztrátový součinitel v závislosti na Machově čísle – Varianta 1	32
Tab. 6.2.3 Ztrátový součinitel v závislosti na Machově čísle – Varianta 8	32

11. Seznam grafů

Graf 5.2.1 Vstupní tlakový profil.....	27
Graf 6.1.1 Hodnota rozdílu úhlů α a β vztažena k vnitřnímu úhlu	30
Graf 6.1.2 Závislost ztrátového součinitele na rozevření vnitřního úhlu difuzoru	30
Graf 6.2.1 Závislost ztrátového součinitele na Machově čísle	33

12. Seznam příloh

Zvláštní příloha: DVD-ROM „DIPLOMOVÁ PRÁCE, Bc. Lukáš Mrózek, 2014“

- Příloha A - text diplomové práce (Diplomová_práce.pdf, PDF Creator 1.7.3)
- Příloha B - naměřené hodnoty, výpočty a grafy (Výsledky_DP.xlsx, MS Excel 2010)
- Příloha C - profil rychlostí a tlaků na vstupu do tunelu (TOT_profil_vstup.xlsx)
- Příloha D - těleso výstupní sestavení (Tp6063175.pdf)
- Příloha E - řez výstupním hrdlem (Tp6053659.igs)
- Příloha F - vstupní tlakový profil (pressure-prof.txt, PSPad)
- Příloha G - 3D modely sestav difuzorů
- varianta 1 (15,4_27.iam, Autodesk Inventor 2011)
 - varianta 2 (5_22,5.iam, Autodesk Inventor 2011)
 - varianta 3 (7,7_23,5.iam, Autodesk Inventor 2011)
 - varianta 4 (10_24.iam, Autodesk Inventor 2011)
 - varianta 5 (12,5_22.iam, Autodesk Inventor 2011)
 - varianta 6 (15_22.iam, Autodesk Inventor 2011)
 - varianta 7 (15_23.iam, Autodesk Inventor 2011)
 - varianta 8 (20_27.iam, Autodesk Inventor 2011)
- Příloha H - výpočtové soubory ANSYS a grafické znázornění výsledků
- varianta 1 (15,4_27.wbpj, ANSYS v 130 a *.jpg, ZPS14)
 - varianta 2 (5_22,5.wbpj, ANSYS v 130 a *.jpg, ZPS14)
 - varianta 3 (7,7_23,5.wbpj, ANSYS v 130 a *.jpg, ZPS14)
 - varianta 4 (10_24.wbpj, ANSYS v 130 a *.jpg, ZPS14)
 - varianta 5 (12,5_22.wbpj, ANSYS v 130 a *.jpg, ZPS14)
 - varianta 6 (15_22.wbpj, ANSYS v 130 a *.jpg, ZPS14)
 - varianta 7 (15_23.wbpj, ANSYS v 130 a *.jpg, ZPS14)
 - varianta 8 (20_27.wbpj, ANSYS v 130 a *.jpg, ZPS14)
 - varianta 1 Ma 0,65 (15,4_27.wbpj, ANSYS v 130 a *.jpg, ZPS14)
 - varianta 2 Ma 0,65 (5_22,5.wbpj, ANSYS v 130 a *.jpg, ZPS14)
 - varianta 8 Ma 0,65 (20_27.wbpj, ANSYS v 130 a *.jpg, ZPS14)

* kontury celkového, statického a dynamického tlaku a vektory rychlostí